

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales
2018-2019

Trabajo Fin de Grado

“Diseño de generadores de vapor supercríticos para centrales termo-solares”

Álvaro Sánchez Ladera

Tutor

Pedro Ángel González Gómez

Leganés, 2019



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**

RESUMEN

En este trabajo se estudia el dimensionamiento dos diseños diferentes, para condiciones supercríticas del agua, de intercambiadores de calor para la generación de vapor en una central termosolar de torre central, operando con sales fundidas y agua.

Ambos diseños tienen las mismas condiciones de partida, con flujo a contracorriente, el agua circulando por el interior de los tubos y las sales por la carcasa.

El primer diseño es un intercambiador de calor tubo-carcasa de un solo paso tipo TEMA, y el segundo diseño es un intercambiador de calor tipo *header*.

Los resultados indican que el diseño tipo *header* y el diseño tipo TEMA dividido en 3 carcasas, son los diseños con mejores prestaciones.

Se concluye que la división en varias carcasas dentro del diseño 1, disminuye en hasta un 65% los costes de inversión a costa de aumentar en un 24% los costes de operación. Resultado este diseño es el más barato según sus costes anuales, pero seguido de cerca por el diseño tipo *header* con el que apenas difiere en un 2% anual en cuanto a costes de operación.

El coeficiente global de transferencia de calor más alto y por tanto el área más reducida se obtiene para el diseño tipo TEMA separado en varias carcasas. Mientras que las velocidades de los fluidos más adecuadas se obtienen en el diseño tipo *header*.

El factor decisivo que nos indica que el mejor diseño es el tipo *header*, se trata de las velocidades de arranque. Partiendo de reposo podemos obtener hasta 37 minutos más de operación diarios a plena carga con el diseño tipo *header*, frente al diseño tipo TEMA dividido en 3 carcasas. Esto es realmente importante para este tipo de centrales que solo operan cuando hay luz solar, y por la noche pasan al reposo completo (a menos que dispongan de un sistema de almacenamiento térmico).

Por último, hemos visto que para condiciones supercríticas no es posible respetar todos los estándares de las normativas actuales y obtener un diseño viable.

Palabras Clave:

Energía Termosolar; Ciclo Supercrítico; Conversión de Energía; Almacenamiento Térmico.

ABSTRACT

In this paper it is studied the sizing of two different designs (working with supercritical water conditions) of heat exchangers for steam generation, used in a central tower solar power plant, operating with molten salts and water.

Both designs have the same initial conditions, with countercurrent flow, water circulating inside the pipes and salts through the shell.

The first design is a TEMA single-pass tube-shell heat exchanger, and the second design is a header type heat exchanger.

The results indicate that the design type header and the TEMA type design divided into 3 shells, are the designs with better features.

It is concluded that the division into several shells within the design 1, reduces up to 65% the investment costs at the expense of increasing operating costs by 24%. Resulting this design in the cheapest one according to its annual costs, but followed closely by the header type design with which it hardly differs by 2% per year in terms of operating costs.

The highest global heat transfer coefficient and therefore the smallest area is obtained for the separate TEMA type design in several shells. While the most suitable velocities of the fluids are obtained in the header type design.

The decisive factor that make us choose as the the best design the header type one, it's the startup speeds. When starting from rest, we can get up to 37 more minutes of daily operation at full load with the header type design, compared to the TEMA type design divided into 3 shells. This is really important for this kind of power plants that can't operate at night (unless a thermal energy storage system is used).

Finally, we have seen that for supercritical conditions it is not possible to respect all the standards of the current regulations and obtain a viable design.

Key Words:

Thermoelectric Energy; Rankine Supercritical; Energy Conversion; Thermal Energy Storage.

AGRADECIMIENTOS

A mi tutor Pedro por su inestimable ayuda y sobre todo por su infinita paciencia.

A mi familia por acompañarme en este peregrinaje por el desierto en el que se ha convertido la carrera, y sobre todo por no preguntar demasiado cosas como: ¿Todavía no has acabado la carrera? ¿Tan difícil es? ¿Qué tal te ha ido este cuatrimestre?...

INDICE:

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUCCIÓN | 12 |
| 1.1. Motivación del Trabajo: | 12 |
| 1.2. Objetivo: | 13 |
| 1.3. Energías Renovables: | 14 |
| 1.4. Energía del sol: | 15 |
| 2. ESTADO DEL ARTE..... | 17 |
| 2.1. Energía termosolar: | 17 |
| 2.1.1. Tipos de tecnología y elementos principales: | 18 |
| 2.1.2. Ampliación Sistemas de Torre Central: | 22 |
| 2.1.3. Sales fundidas: | 24 |
| 2.2. Situación actual de la energía termosolar. | 25 |
| 2.3. Generadores de Vapor | 27 |
| 2.3.1 Principales tipos de intercambiadores de calor. | 27 |
| 2.3.2 Intercambiadores de calor según su flujo: | 29 |
| 2.3.3 Otros tipos de clasificaciones. | 31 |
| 3. Ciclo Rankine: | 31 |
| 3.1. Ciclo Rankine supercrítico: | 34 |
| 4. Metodología..... | 36 |
| 4.1. Normativa: | 36 |
| 4.1.1 Código ASME | 36 |
| 4.1.2 ANSI | 37 |
| 4.1.3 Normativa TEMA..... | 37 |
| 4.1.4 Normativa UNE | 38 |
| 4.2. Caso de Estudio: | 40 |
| 4.2.1 Nomenclatura: | 41 |
| 4.2.2 Introducción al Diseño 1 | 43 |
| 4.2.3 Introducción al Diseño 2 | 44 |
| 4.2.4 Condiciones de Partida: | 49 |
| 4.3. Metodología de Cálculo: | 50 |
| 4.3.1 Método Diseño 1: | 50 |
| 4.3.2 Resultados Diseño 1: | 57 |
| 4.3.3 Método Diseño 2: | 65 |
| 4.3.4 Resultados Diseño 2 | 72 |
| 4.4. Análisis de Resultados..... | 76 |
| 4.4.1 Consecuencias del Análisis de Resultados..... | 77 |
| 4.5. ANÁLISIS ECONÓMICO: | 78 |
| 4.5.1 Presupuesto TFG | 78 |

| | |
|---|----|
| 4.5.2 Análisis de costes | 78 |
| 4.5.3 Análisis del impacto Socio-Económico..... | 80 |
| 5. CONCLUSIONES | 81 |
| 5.1 Líneas futuras de trabajo: | 83 |
| 6. Bibliografía | 84 |

ÍNDICE DE FIGURAS:

| | |
|---|----|
| Figura 1-Irradiancia global media en Europa [1983-2005]($KWhm^2 * día$) [2] | 16 |
| Figura 2 Colector Cilindro parabólico [6] | 18 |
| Figura 3- Planta de receptor solar GEMASOLAR [7] | 19 |
| Figura 4-Central termosolar tipo Fresnel [8] | 19 |
| Figura 5-Concentrador parabólico [3] | 20 |
| Figura 6-Concentrador de membrana [3]..... | 20 |
| Figura 7-- Esquema de la Central Gemasolar [11] | 23 |
| Figura 8-Evolución de la generación mensual termosolar en los últimos 11 años [17] .. | 25 |
| Figura 9-Generación Termosolar por provincias [18] | 26 |
| Figura 10- Esquema de un intercambiador de calor de tubo y carcasa con un paso por la carcasa y un paso por los tubos. [21] | 28 |
| Figura 11-Intercambiador de placas [23]..... | 28 |
| Figura 12- Esquema Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos. [23]..... | 29 |
| Figura 13-Esquema Flujo Paralelo [24]..... | 29 |
| Figura 14-Esquema Flujo a Contracorriente [24] | 30 |
| Figura 15- Esquema Flujo Cruzado Mezclado (izquierda) No Mezclado (derecha) [22] . | 30 |
| Figura 16-Esquema ciclo Rankine ideal (izquierda); diagrama T-S (derecha) [27] | 32 |
| Figura 17-Ciclo supercrítico vs subcrítico..... | 34 |
| Figura 18-Nomenclatura TEMA para Intercambiadores Tubo-Carcasa [33]..... | 39 |
| Figura 19- Esquema de un Generador de Vapor Supercrítico de Sales Fundidas [35] | 40 |
| Figura 20- Banco de tubos del generador de vapor tipo Aalborg [39] | 44 |
| Figura 21-Disposición del sistema SGS4 [31] | 45 |
| Figura 22- Generador de vapor subcrítico operando con sales fundidas [35] | 46 |
| Figura 23- Modelo 3D de un Generador de Vapor Once-Through [38]..... | 47 |
| Figura 24- Esquema del interior de un Generador de Vapor Once-Through [38] | 48 |
| Figura 25- Esquema del proceso del diseño 1 | 50 |
| Figura 26- Comparativa Velocidades del Agua a lo largo del Intercambiador | 59 |
| Figura 27- Evolución de la Densidad frente a la Temperatura | 61 |
| Figura 28- Evolución del C_p del Agua con la Temperatura | 62 |
| Figura 29- Evolución del h_w frente a la Temperatura (diseño 2) | 62 |
| Figura 30- - Esquema Diseño 1 separado en 3 carcassas..... | 63 |
| Figura 31- Evolución de h_w en un generador de vapor de un solo paso por carcasa [20] | 64 |
| Figura 32- Potencia térmica intercambiada en el proceso (kW) | 65 |
| Figura 33- Esquema del Corte Transversal al IC (Elaboración propia con Autocad) | 66 |
| Figura 34- Constates Método Delaware [41]..... | 68 |
| Figura 35-Factor de concentración de tensiones [$\alpha_m = \sigma \phi(r_{in}) / \sigma$] [42]..... | 70 |

| | |
|--|----|
| Figura 36- Evolución de h_w en el Diseño 2 | 73 |
| Figura 37- Evolución de U en el Diseño 2 | 73 |
| Figura 38- Evolución de la Velocidad del Agua en el Diseño 2 y Límite de Velocidad Agua-Vapor..... | 74 |
| Figura 39- Velocidad de Arranque Diseño 2..... | 75 |
| Figura 40- Velocidades de Arranque Diseño 1 | 77 |

ÍNDICE DE TABLAS:

| | |
|--|----|
| Tabla 1- Comparativa principales tipos de plantas termosolares | 21 |
| Tabla 2- Comparativa para plantas termosolares de 50MWe [10]..... | 22 |
| Tabla 3-Datos macroeconómicos energía termosolar [20] | 26 |
| Tabla 4- Datos Iniciales | 49 |
| Tabla 5- Datos y Resultados Diseño 1 | 57 |
| Tabla 6- Comparación de correlaciones para cálculos de hw | 63 |
| Tabla 7- Resultados para hw forzado (Configuración 2)..... | 64 |
| Tabla 8- Resultados para hw forzado (Configuración 1)..... | 64 |
| Tabla 9- Parámetros y Resultados del Diseño Tipo Header | 72 |
| Tabla 10- Comparación Diseño 1 Vs Diseño 2 | 76 |
| Tabla 11-Costes del Presupuesto del TFG | 78 |
| Tabla 12-Resumen de Costes Diseño 1 | 79 |
| Tabla 13- Resumen de Datos para Conclusiones..... | 81 |

ABREVIATURAS:

SCP: Sistema cilindro-parabólico

STC: Sistema de torre central.

LCOE: Levelized cost of electricity.

IC: Intercambiador de calor.

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Motivación del Trabajo:

En nuestro mundo, la electricidad se ha convertido en un bien de primera necesidad y su demanda crece día a día en todo el mundo. En los países desarrollados, esta demanda crece debido a las nuevas tecnologías y a la introducción del cada vez más presente coche eléctrico. Sin embargo, los países en vías de desarrollo son los que más impacto van a suponer en la demanda global de electricidad, debido sobre todo debido a su explosión demográfica como son los casos de China, India, México o Brasil, y al desarrollo de sus economías y mejora del nivel de vida en dichos países, que permiten que cada día más gente tenga la capacidad de acceder a las nuevas comodidades modernas, con el consecuente uso de electricidad que esto supone.

Si a este escenario de aumento de la demanda, le sumamos la necesidad de que la energía que produzcamos sea más limpia y con combustibles más baratos (origen renovable = combustible gratis), para intentar frenar, o al menos disminuir los efectos del cambio climático así como el de la contaminación del medio ambiente, se hace evidente que el futuro de la producción de energía pasa por la sustitución de las fuentes tradicionales de producción de energía, por nuevas tecnologías renovables (eólica, termosolar, fotovoltaica) y la creación y mantenimiento de fuertes interconexiones eléctricas entre países para paliar la variabilidad de estas nuevas tecnologías.

Viendo todo esto, la motivación principal del trabajo es la de investigar sobre una de las tecnologías renovables menos conocidas, como es la termosolar y más con la novedad de trabajar en condiciones supercríticas para el agua, y así poder aportar mi granito de arena a un futuro más limpio en el que la producción de electricidad sea estable, sostenible y de origen 100% renovable. Por esto hemos escogido investigar y diseñar una de las partes claves de este tipo de centrales, como es el generador de vapor, que para condiciones supercríticas del agua, no existe aún en ninguna planta termosolar comercial operativa en el mundo.

1.2. Objetivo:

El tema principal de este trabajo es realizar un diseño preliminar de un intercambiador de calor de tipo tubo carcasa y con un único paso por tubo y por carcasa, para una central termosolar de torre central que opere en condiciones supercríticas. En puntos posteriores se extenderá más acerca de los tipos de intercambiadores que hay y del utilizado para este trabajo en particular.

Este intercambiador tendrá por objetivo generar “vapor” (agua supercrítica) mediante la transferencia de calor del fluido caloportador (sales molidas $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$) hacia el fluido frío (agua tratada). Así mientras las sales, previamente calentadas en el receptor central o procedentes del almacenamiento térmico, se enfrían el agua se calentará convirtiéndose en agua supercrítica al operar a altas presiones y temperaturas.

La principal novedad de este diseño es que tratamos con agua supercrítica, algo que escapa a lo visto durante la carrera, pero que parece tener un futuro prometedor en esta industria.

Aunque el objetivo principal sea el diseño de este particular generador de vapor, también se aprovecha para llamar la atención sobre este tipo de centrales de energía renovable. Sin duda la energía eólica, la fotovoltaica y la hidráulica son bien conocidas por todo el mundo, aunque no estudien una carrera técnica. Sin embargo, las centrales termosolares son mucho menos conocidas, pero podrían tener en el futuro un gran impacto en el mix energético de países soleados como España o Marruecos, sobre todo gracias a la posibilidad de aportar estabilidad al sistema mediante los tanques de almacenamiento térmico. Por esto también se puede aprovechar este trabajo de fin de grado como medio de divulgación científica al ser publicado gratis online.

Dicho esto, cabe recalcar que el objetivo principal del trabajo se centra en el diseño intercambiador de calor, con la intención de solventar aquellos problemas derivados de las condiciones tan particulares en las que trabaja el agua.

1.3. Energías Renovables:

Las energías renovables según la RAE son “tipo de energía cuyas fuentes se presentan en la naturaleza de modo continuo y prácticamente inagotable” es decir combustibles gratis como pueden ser el sol o el aire.

Las energías renovables surgen en base a dos necesidades, principalmente. La primera y la que está de más actualidad, es la necesidad de reducir la contaminación así como las emisiones de efecto invernadero, para intentar frenar el efecto que estos producen sobre el cambio climático con el objetivo de conseguir un planeta sostenible en el tiempo.

La segunda razón que motiva la investigación en este tipo de energías, no es otra que las cuestiones económicas. Por un lado los combustibles fósiles son limitados, con lo que por la ley de la oferta y la demanda, llegaría un punto en el que al haberse consumido las reservas del planeta de estos tipos de combustibles, la oferta disminuiría y al no haber otra fuente para satisfacer estas necesidades el precio subiría hasta que el sistema se rompiese. Por otro lado no todos los países cuentan con este tipo de combustible dentro de sus fronteras y teniendo en cuenta, que en nuestros días la electricidad es el motor del mundo moderno, es razonable pensar que la energía juega un papel primordial en el ámbito de la geopolítica nacional y mundial. Es decir, por ejemplo un país como España que apenas cuenta con reservas de petróleo debería estar sumamente interesado en el desarrollo de otros tipos de fuentes de energía como son las renovables, ya que para producir electricidad o alimentar los coches de sus habitantes debe importar gran parte de la materia prima con el coste que esto conlleva. Además al no ser independiente energéticamente le sitúa en una posición de debilidad ante otros países.

Por estos motivos, entre otros muchos, y teniendo una perspectiva de largo plazo tanto gobiernos como empresas comenzaron a invertir en la investigación y desarrollo de energías renovables cuyo combustible es gratis (el sol, el viento, el agua...).

El aprovechamiento de estos tipos de energías naturales parece ser un concepto moderno, sin embargo si nos fijamos bien, el ser humano lleva utilizando estas formas de energía desde hace siglos, ejemplos de esto pueden ser el aprovechamiento del viento en los barcos de vela o los molinos de agua que se usaban para moler grano.

En la actualidad, al hablar de energías renovables generalmente se entiende que son para la producción de electricidad. En este aspecto las tecnologías renovables más avanzadas son principalmente 3:

1. Energía hidráulica.
2. Energía eólica.
3. Energía solar (fotovoltaica y térmica).

1.4. Energía del sol:

La búsqueda de energías limpias alternativas a los combustibles fósiles no es un tema nuevo, una prueba de ello es el titular del periódico estadounidense The New York Times que allá por 1931 ya rezaba “*Use of solar energy is near a solution*” (El uso de la energía solar está cerca de una solución). Sin embargo, ahora más que nunca es un tema de actualidad.

En esta búsqueda, el ser humano se fijó en las fuerzas de la naturaleza como el viento, el sol, o el mar como fuente de energías renovables.

Aunque todas estas fuentes tienen un potencial enorme, el aprovechamiento de la energía solar es la que nos atañe en este trabajo.

La energía solar que recibe la tierra en un año, ya descontada la energía reflejada ya absorbida en la atmósfera, es aproximadamente de $3 \times 10^{17} KWh$ suficiente para abastecer 4000 veces el consumo global anual, es decir aprovechar solo el 1% de esta energía se podría abastecer de sobra a toda la tierra. Queda patente que el potencial del sol es sumamente interesante, lo que llevo al desarrollo de distintas tecnologías para su aprovechamiento. [1]

A parte de su enorme potencial energético, la radiación solar tiene más ventajas como:

- No origina residuos.
- Incide sobre el planeta las 24h del día.
- Se puede aprovechar mediante instalaciones de distintos tamaños.
- Permite el autoabastecimiento en zonas aisladas.
- Es inagotable.

La radiación solar se aprovecha de dos maneras principalmente, para la producción de calor o para la producción de electricidad, esta puede ser de manera directa como en la energía fotovoltaica o de manera indirecta como en las centrales termosolares que primero obtienen calor para luego producir electricidad mediante un generador de vapor y una turbina.

Centrándonos en el panorama nacional, España está en una posición privilegiada para el aprovechamiento de esta energía al ser el país de Europa con mayor radiación solar.

Esto se puede observar en el siguiente mapa.

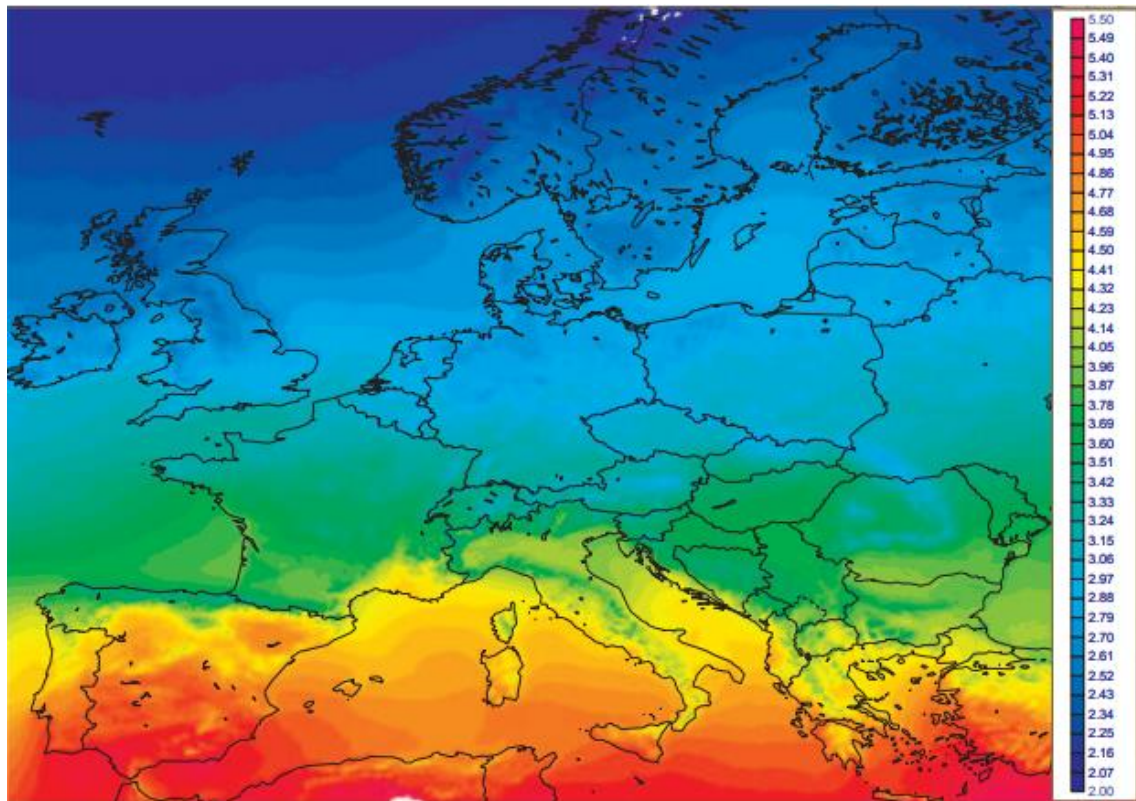


Figura 1-Irradiancia global media en Europa [1983-2005] ($KWh/m^2 \cdot dia$) [2]

2. ESTADO DEL ARTE

2.1. Energía termosolar:

Es un tipo, relativamente nuevo, de energía renovable basada en el aprovechamiento de la energía del sol. Su funcionamiento general es prácticamente el mismo que el de las centrales convencionales, es decir, calientan un fluido para producir vapor de agua y este se utiliza para mover una turbina conectada a un alternador que genere la electricidad. La diferencia principal radica en el tipo de combustible usado, tradicionalmente se han usado combustibles fósiles o uranio para este proceso. Sin embargo, a día de hoy gran parte de los esfuerzos se centran en el aprovechamiento del viento o del sol, como es el caso que nos ocupa.

Es importante diferenciar entre energía solar térmica y solar fotovoltaica. La energía solar térmica utiliza paneles para concentrar la radiación del sol (debido a su baja densidad energética espacial) y calentar un fluido, por otro lado, la energía solar fotovoltaica transforma directamente la luz del sol en electricidad mediante células fotovoltaicas. Esto quiere decir que la energía fotovoltaica es solo aprovechable mientras haya luz, puesto que el almacenaje de la electricidad es altamente ineficiente mientras que en el caso de la energía termosolar, este almacenaje se puede hacer en forma de calor, lo cual es mucho más fácil y eficiente, para posteriormente producir electricidad durante la noche. [3]

Las principales ventajas de este tipo de energía son:

- Se puede almacenar. Es una de las pocas energías renovables con capacidad de almacenamiento, esto aporta una gran seguridad y estabilidad a la red eléctrica al poder suministrar electricidad cuando es demandada, incluso en horas sin luz solar.
- Es una energía limpia, segura y renovable, que además puede aprovechar suelos infrutilizados como zonas áridas o desérticas.
- Genera empleo. Cada planta de 50MW emplea durante todas sus fases un promedio de 5000 puestos de trabajo directo y otros tantos indirectos. Una vez construida se necesita una plantilla de 50 empleados por planta. [4]
- Evita la dependencia de los combustibles fósiles, reduce la contaminación y ofrece oportunidades para muchas regiones del planeta. Muchas de las zonas subdesarrolladas o en vías de desarrollo del planeta, disponen de una gran disponibilidad solar con lo que la tecnología termosolar, supone una gran oportunidad para acceder a electricidad haciendo uso de un recurso local.
- Se pueden hibridar permitiendo plantas mixtas.

Las principales desventajas son [4]:

- Requiere una gran inversión inicial y grandes extensiones de terreno.
- El nivel de radiación varía con las estaciones.
- La tecnología aún está en desarrollo, con lo que los costes de producción aún son relativamente altos.
- Las zonas de mayor radiación son lugares desérticos y alejados.

2.1.1. Tipos de tecnología y elementos principales:

Estas tecnologías de concentración solar a gran escala para la producción de electricidad tienen algunos los elementos básicos comunes como son; El concentrador, el receptor, alguna forma de transporte del calor (sales fundidas, aceite...), el intercambiador de calor y de algún tipo de convertor de la energía para obtener electricidad. También es común, sobre todo en las centrales con receptor de torre central, la existencia de algún tipo de almacenamiento térmico para poder producir electricidad por la noche.

Las principales tecnologías solares son 4:

- Concentrador cilindro-parabólico: Consiste en unos reflectores de espejo en forma de canal, que concentran la energía solar en el tubo receptor situado en la línea focal del canal. Por estos tubos suele circular un aceite sintético que se calienta a una temperatura aproximada de 400°C , después este aceite se bombea hasta un intercambiador de calor para obtener un vapor sobrecalentado, con el que generar electricidad a través de una turbina de gas convencional. Esta tecnología puede hibridarse con ciclos combinados. [5]

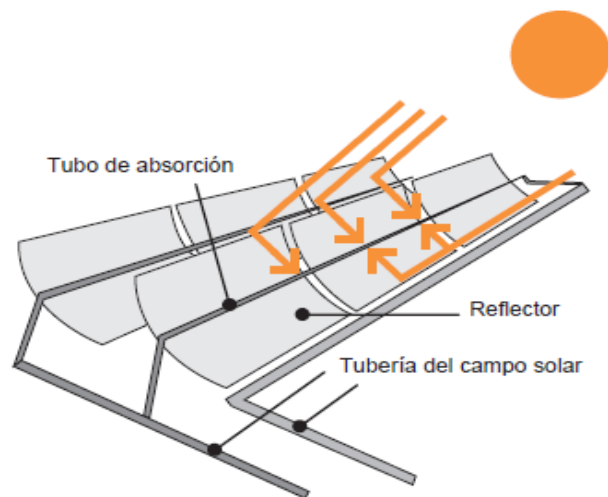


Figura 2 Colector Cilindro parabólico [6]

- Sistemas de receptor central: Esta tecnología se vale de un campo de heliostatos (espejos orientables) que adoptan una disposición circular alrededor de la torre central, para concentrar la luz solar en un receptor situado en lo alto de esta torre. Concentrando la luz solar alcanzan temperaturas de 800°C hasta más de 1000°C . Como fluido de trabajo los sistemas principales son: agua-vapor sobrecalentado, aire, sodio líquido y sales fundidas. En nuestro caso de estudio, cada vez que hagamos referencia a los sistemas de torre central, asumiremos que el fluido de trabajo es sal fundida ya que es el sistema que nos atañe en este trabajo. Posteriormente el proceso es el tradicional, conseguir un vapor sobrecalentado para alimentar una turbina y generar electricidad. Actualmente estas plantas suelen ir equipadas con un sistema de almacenaje térmico.



Figura 3- Planta de receptor solar GEMASOLAR [7]

- Concentrador lineal Fresnel: Este tipo de tecnología consiste en la generación directa de vapor de agua, mediante unos espejos cilindro parabólicos de pequeña curvatura. Se instalan a nivel del suelo y siguen la trayectoria del sol. Estos espejos concentran la energía solar en un receptor situado a cierta altura por el que discurre agua, que al calentarse se convierte en vapor. La principal ventaja de esta tecnología es su sencillez y el bajo precio.

Por ejemplo, los reflectores se construyen con espejos de vidrio plano con lo que son un 15% menos eficientes que con espejos cilindro parabólicos [8] sin embargo, el precio de la materia prima junto a la sencillez de funcionamiento hace que esta pérdida de eficiencia se vea compensada por el ahorro de costes.



Figura 4-Central termosolar tipo Fresnel [8]

- Sistema dish-Stirling: En esta tecnología se utiliza un concentrador parabólico para reflejar y concentrar la radiación solar en un punto, donde se encuentra un receptor, con el objetivo de aumentar la temperatura. El fluido del receptor se calienta a una temperatura de unos 750°C. Este calor se aprovecha para producir electricidad mediante un motor Stirling o una microturbina.
El motor Stirling, es un motor de combustión externa que opera entre el ambiente (foco frío) y el receptor (foco caliente)
En este sistema hay dos tipos principales de concentradores, concentrador paraboloide y concentrador de membrana. [3]



Figura 5-Concentrador parabólico [3]



Figura 6-Concentrador de membrana [3]

Para concentrar la radiación solar adecuadamente se dispone un sistema de seguimiento solar de dos ejes.

En el punto focal, donde se concentra la radiación, se dispone un receptor. Distinguimos dos tipos:

Receptor de tubos iluminados, por su interior circula el fluido de trabajo del motor (He , H_2). Su principal problema es la variabilidad de su rendimiento.

Receptor de reflujo, este tipo de receptor emplea un fluido intermedio de trabajo (Metal líquido Na) entre el calor recibido y el fluido de trabajo del motor. Tiene un rendimiento y un funcionamiento más estable. [3]

El sistema Dish-Stirling no se utiliza en grandes plantas de producción de electricidad como los sistemas anteriores, si no que se utiliza principalmente para sistemas eléctricos aislados o aplicaciones independientes ya que funcionan por unidades. Cada unidad puede tener una potencia de 10-25 kWe. [6]

Por otro lado, su eficiencia de conversión es muy alta, la máxima en conversión de solar a eléctrica, entorno al 30%. [6] En cuanto a aspectos a mejorar encontramos la fiabilidad y los costes de producción en masa.

En la siguiente tabla, se realiza una comparativa de los 3 tipos principales de plantas termosolares a gran escala. No incluimos al sistema Dish-Stirling por ser un sistema ligeramente diferente al funcionar por unidades.

| | Cilindro parabólico | Sistema de torre central | Lineal de Fresnel |
|----------------|---|--|--|
| Uso principal. | Centrales de generación de electricidad conectadas a la red. | Centrales de generación de electricidad conectadas a la red. | Centrales de generación de electricidad conectadas a la red y como generador de vapor en centrales térmicas convencionales |
| Ventajas | <ul style="list-style-type: none"> • Rendimiento de conversión de radiación solar a electricidad aproximado del 20% [9] • Viabilidad económica de la tecnología probada comercialmente. • Capacidad de añadir almacenamiento térmico. • Posibilidad de hibridación. • Buena relación tierra ocupada-producción | <ul style="list-style-type: none"> • Posibilidad de almacenamiento térmico a altas temperaturas. • Posibilidad de hibridación. • Buenas perspectivas de rendimientos en el medio plazo (rendimientos anuales superiores al 25% anual) [9] | <ul style="list-style-type: none"> • La principal ventaja de este sistema es el bajo coste. • Posibilidad de hibridación. • Es la tecnología con el mejor factor de aprovechamiento del suelo |
| Desventajas | <ul style="list-style-type: none"> • Temperaturas máximas de funcionamiento entorno a los 400°C debido al uso de aceite como fluido de trabajo. | <ul style="list-style-type: none"> • Rendimientos actuales entorno al 15% [9] • Tecnología poco contrastada comercialmente. | <ul style="list-style-type: none"> • Tecnología inmadura, en la actualidad solo hay funcionando proyectos a pequeña escala. |

Tabla 1- Comparativa principales tipos de plantas termosolares

Por último añadimos otra tabla en la que podremos ver una comparativa entre varias plantas termosolares de producción de electricidad de 50MWe. Se comparan: un sistema de torre central con gas como fluido caloportador, otro sistema de torre central pero con sales fundidas como fluido caloportador y por último un sistema de concentradores cilíndrico-parabólicos y aceite.

| Parámetro | SCP+aceite | STC+gas | STC+sales fundidas |
|---|------------|-----------|--------------------|
| Rendimiento bruto (% de radiación directa convertida) | 15.4 | 14.2 | 18.1 |
| Rendimiento neto | 14 | 13.6 | 14 |
| Generación de energía específica(kwh/m ² -año) | 308 | 258 | 375 |
| Inversión unitaria (€/kwh-año) | 1.54 | 1.43 | 1.29 |
| Costes de operación y mantenimiento(c€/kWh) | 3.2 | 4.1 | 3.7 |
| LCOE (€/kWh) | 0.16-0.19 | 0.17-0.23 | 0.14-0.17 |

Tabla 2- Comparativa para plantas termosolares de 50MWe [10]

Por estos datos podemos ver que en cuanto a rendimientos hay una gran paridad entre los 3 sistemas. Sin embargo atendiendo a los costes de inversión, operación y mantenimiento el sistema de torre central con sales fundidas parece cobrar cierta ventaja. Finalmente atendiendo al LCOE (Levelized Cost of Electricity) vemos que los más interesantes resultan los sistemas cilindro-parabólicos y el sistema de torre central con sales fundidas.

El LCOE es un procedimiento de cálculo o metodología, que permite obtener el coste por kilovatio-hora generado a lo largo de todo el ciclo de vida esperado de una planta de producción de electricidad.

2.1.2 Ampliación Sistemas de Torre Central:

En este punto, el objetivo es expandir un poco más la información acerca de las centrales termosolares para la producción de electricidad, del tipo de receptor o torre central. Quiero detallar este tipo de centrales en particulares, ya que el generador de vapor diseñado en este trabajo está pensado para actuar en una central de este tipo.

Dentro de las tecnologías de generación de electricidad a partir del sol, exceptuando la fotovoltaica, este tipo de plantas son las que pueden trabajar a mayores temperaturas y así conseguir un mayor rendimiento en la producción de electricidad. [10]

Para ilustrar el funcionamiento de este tipo de plantas, usaremos como ejemplo la central Gemasolar situada en Sevilla, España. He escogido esta central ya que es prácticamente igual a la de nuestro caso de estudio. La principal diferencia son las condiciones de operación, es decir las temperaturas alcanzadas y la presión, sin embargo la disposición de los elementos de la planta son idénticos.

La planta de Gemasolar utiliza el sistema de torre central con sales fundidas y almacenamiento térmico, y es especialmente relevante ya que fue la primera central comercial del mundo de este tipo. Gracias a los tanques de almacenamiento térmico puede generar electricidad hasta 15 horas sin luz solar. Produce electricidad durante unas 4565 horas al año,

lo que es aproximadamente 1.5 veces más que otras energías renovables. Esto se traduce en una reducción de 27.000 toneladas de CO₂ anuales. [11]

Los elementos principales de esta planta son los siguientes:

1. El campo de heliostatos compuesto por 2650 heliostatos y usado para reflejar la luz del sol y concentrarla en el receptor central. [11]
2. El tanque con las sales “frías” (290°C) desde el cual se bombean hasta el receptor central para ser calentadas. [11]
3. El receptor central, situado en lo alto de la torre y donde se calientan las sales hasta 565°C. [11]
4. Tanque con las sales calientes, aquí se almacenan las sales hasta el momento de su uso. Cuando se calientan más cantidad de sal que la necesaria para producir se almacena en este tanque hasta su uso en horas de poca radiación solar o por la noche.
5. Generador de vapor, donde se produce la transferencia de vapor de las sales al agua. Este es el elemento dimensionado en este trabajo solo que trabajando en unas condiciones diferentes que se detallarán más adelante.
6. Turbina que se mueve debido al vapor a alta presión procedente del elemento 5.
7. Generador eléctrico activado por el movimiento de la turbina.
8. Transformador cuyo objetivo es elevar la tensión para volcarla en la red de distribución

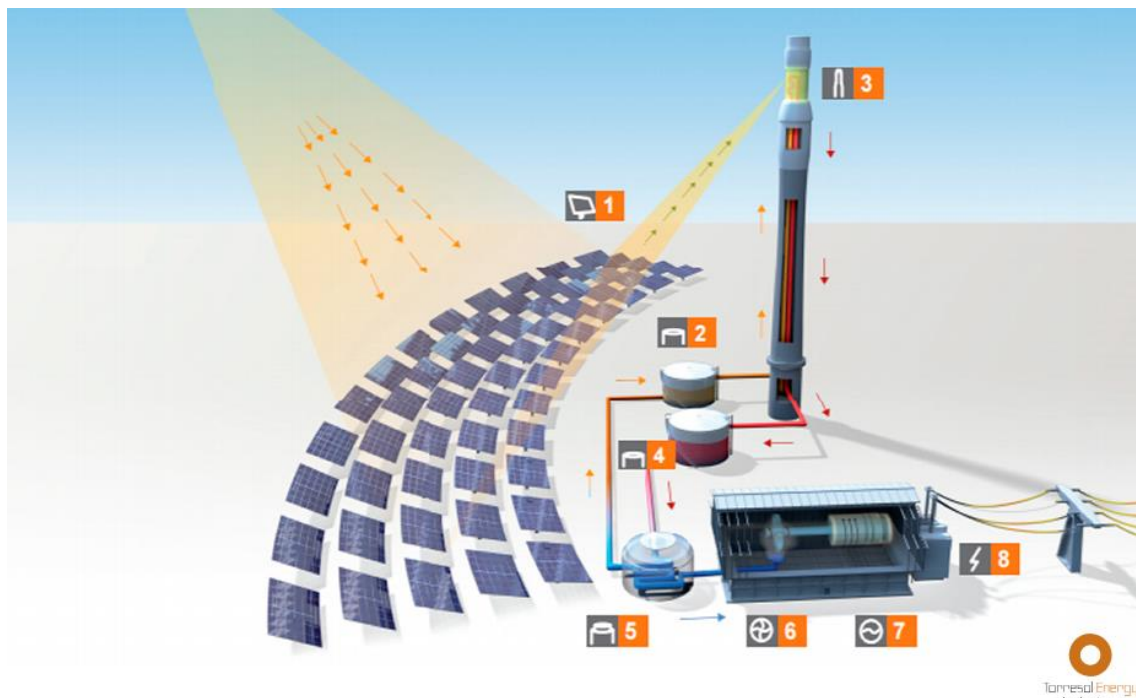


Figura 7-- Esquema de la Central Gemasolar [11]

2.1.3 Sales fundidas:

Las sales fundidas van a ser el fluido caloportador de nuestro caso de estudio, por eso en este punto vamos explicar brevemente, que son y porque se utilizan.

Estas sales, también conocidas como sales solares, se utilizan principalmente en tecnologías termosolares para facilitar el almacenamiento térmico y poder producir en horas de poca luz o incluso por la noche.

La composición típica de estas sales es de un 60% en peso de nitrato de sodio (NaNO_3) y un 40% de nitrato de potasio (KNO_3) [12].

Estas sales son interesantes a temperaturas mayores a 250°C porque empiezan a cristalizar a los 238°C y solidifican a los 221°C [12]. Durante la operación de la planta hay que tener especial cuidado en que la temperatura no baje por debajo de este punto en las tuberías y en el intercambiador de calor y en los tanques de almacenamiento. Para prevenir esto, se suelen instalar sistemas térmicos auxiliares, aunque sea mediante el uso de recursos no renovables como el gas.

Las principales ventajas de su uso son su alta capacidad térmica, densidad y estabilidad térmica, además de un coste relativamente bajo y una presión de vapor baja. Esta presión de vapor tan baja posibilita que los tanques de almacenamiento no tengan que estar presurizados. Esto disminuye su coste.

Aunque la composición típica de las sales solares sea la indicada un poco más arriba, hay estudios que indican mejoras en sus propiedades con ciertas variaciones de su composición. Un ejemplo de esto es el estudio “Development of new molten salts with LiNO_3 and $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ for energy storage in CSP plants” de A.G. Fernández [13].

En dicho estudio se concluye que una composición en peso de 30% LiNO_3 , 60% KNO_3 y 10% $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ mejora las propiedades de la composición clásica de 60/40 [13].

La adición de nitrato de litio (LiNO_3) aumenta la estabilidad térmica de las sales, mientras que el $\text{Ca}(\text{NO}_3)_2$ reduce el punto de fusión de las sales, aumentando su rango de uso y disminuyendo así su coste económico, al necesitar sistemas térmicos auxiliares menos exigentes [13].

2.2. Situación actual de la energía termosolar.

La energía termosolar es a día de hoy una tecnología poco madura comparada con la energía eólica o la fotovoltaica, pero con grandes perspectivas de crecimiento. Según las previsiones de la IEA (International Energy Agency) para 2050 las tecnologías de concentración solar podrían suministrar el 11.3% de las necesidades energéticas mundiales y en los países más soleados, para 2020 podría ser una energía competitiva en momentos de demanda pico o intermedias y para 2025-2030 en todo momento [14].

En el ámbito internacional los países líderes en esta tecnología son: España, Estados Unidos, Sudáfrica, la región Mena de países árabes, China y Chile.

Actualmente en España y Estados Unidos se ha dado un parón en la construcción de este tipo de centrales, tal es así que Sudáfrica lleva dos años seguidos siendo el líder en instalación de centrales termosolares. Sin embargo, España sigue siendo líder en cuanto a las horas de almacenamiento térmico instalado y se prevé que a medio largo plazo, todas las nuevas centrales termosolares que se construyan en España llevarán almacenamiento térmico para dotar de estabilidad al sistema eléctrico español.

En el ámbito nacional, la energía termosolar produce a fecha de hoy el 1.37% según las estadísticas de Red Eléctrica de España, aunque en Julio de 2017 el 4.1% de la electricidad demandada en España fue satisfecha por la energía termosolar [15]. Esto es especialmente interesante dado la complementariedad de la energía hidroeléctrica y la termosolar. Así en los meses más calurosos de verano en los que los recursos hídricos se encuentran bajo mínimos, la energía termosolar encuentra su pico de producción. Esto es un dato muy positivo a tener en cuenta para su introducción en el mix energético español en el futuro. [16]

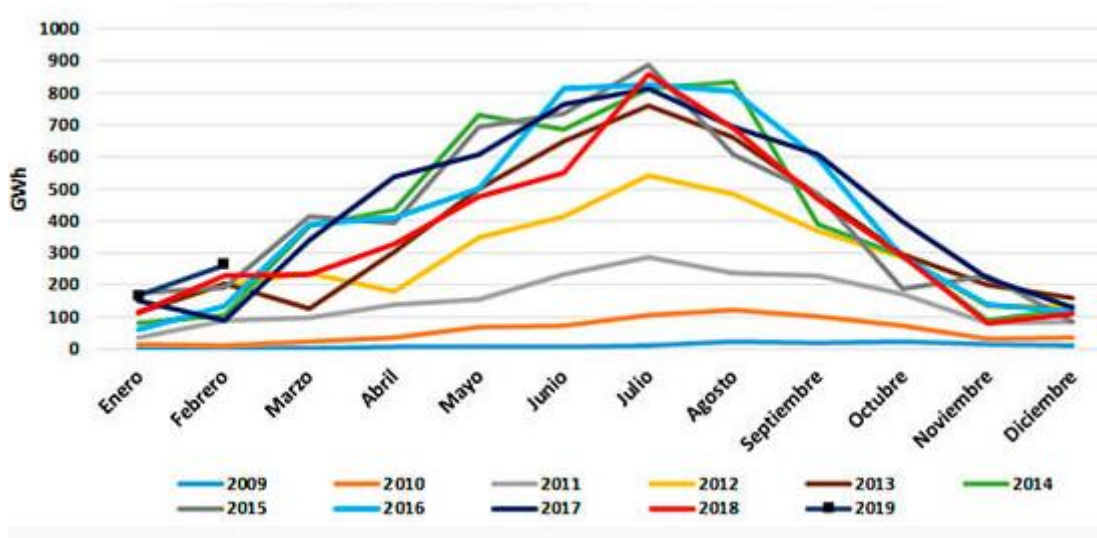


Figura 8-Evolución de la generación mensual termosolar en los últimos 11 años [17]

Actualmente en España hay 50 plantas con 2300MW en operación [17]. En la siguiente imagen puede verse la producción termosolar por provincias.

DESDE EL 01-01-2018 A LAS 00:00 HASTA EL 31-12-2018 A LAS 23:50

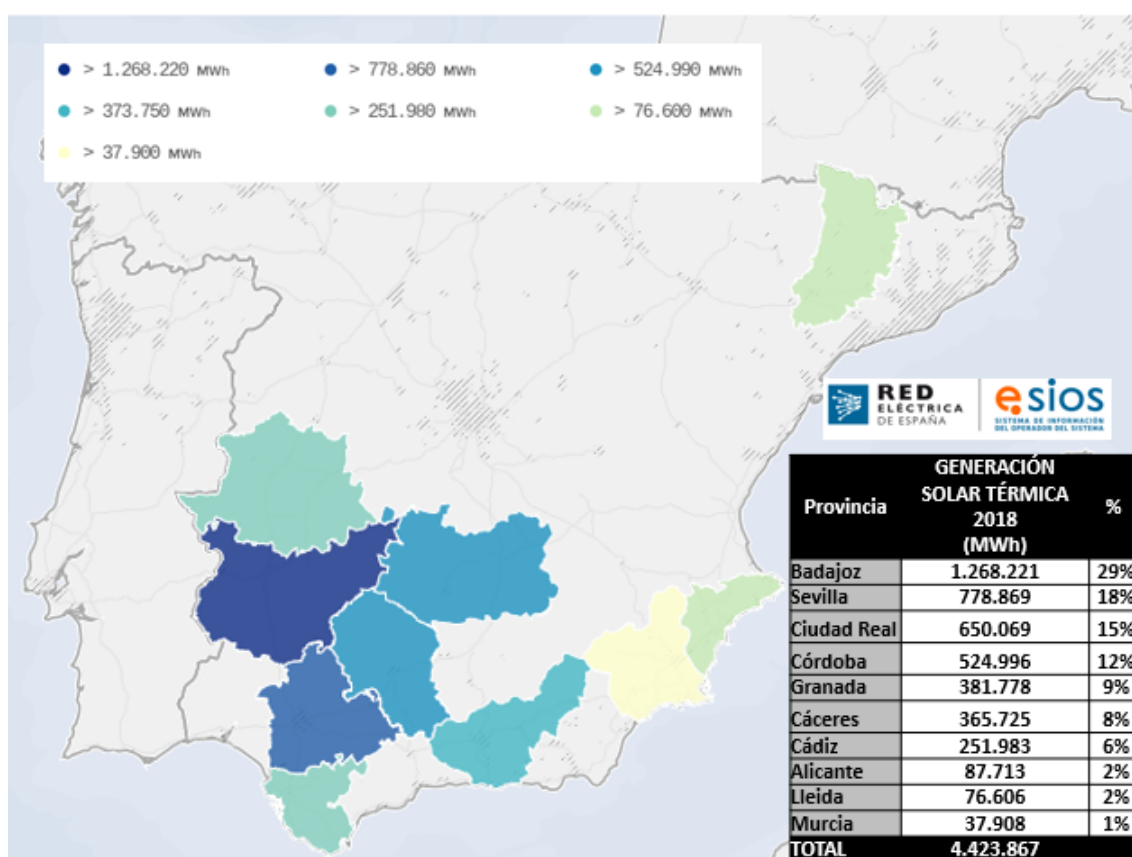


Figura 9-Generación Termosolar por provincias [18]

Esta tecnología también sirve de impulso económico para algunas de las regiones menos pudientes de España, como en este caso pueden ser Badajoz, Ciudad Real y Cáceres, que según las estadísticas del INE de 2015, ocupaban los puestos 31, 32 y 39 en la lista de provincias españolas por PIB [19].

Algunos datos macroeconómicos de esta industria los podemos encontrar en el informe de la asociación APPA (Asociación de Empresas de Energías Renovables) de 2017 [20].

| | |
|-------------------------|----------------|
| PIB | 1464M€ |
| -Contribución directa | 1140M€ |
| -Contribución indirecta | 323M€ |
| Producción | 5347GWh |
| Empleo | 5269 |

Tabla 3-Datos macroeconómicos energía termosolar [20]

2.3. Generadores de Vapor.

Un intercambiador de calor es un dispositivo que sirve para transmitir calor de un fluido a otro sin que haya contacto directo entre los fluidos. El calor es transmitido por conducción a través del material de la pared que separa ambos fluidos. Por tanto, un generador de vapor no es más que un intercambiador de calor que se utiliza para, como su propio nombre indica, generar vapor de agua. Esto es típicamente usado en la industria energética para la obtención de electricidad. En el generador de vapor se produce la transmisión de calor de un fluido a muy alta temperatura hacia el agua, con el objetivo de generar vapor que alimente a una turbina para producir electricidad. Los generadores de vapor deben soportar presiones y temperaturas considerables. Aunque no sea del interés de este trabajo, cabe mencionar que los IC no solo sirven para aumentar la temperatura de un fluido (calefacción) o generar vapor, si no que también pueden usarse para condensar gases o integrados en sistemas de refrigeración.

A continuación, vamos los principales tipos de intercambiador de calor y diferentes maneras de clasificarlos.

2.3.1 Principales tipos de intercambiadores de calor.

Intercambiador de calor de tubo-carcasa: Este tipo de IC es muy utilizado debido a que su diseño permite grandes rangos de presión y temperaturas de trabajo. Se utilizan principalmente en la industria petroquímica o en centrales para la producción de electricidad.

Estos IC consisten en un número determinado de tubos que van montados dentro de una carcasa cilíndrica. Para el intercambio de calor, uno de los fluidos circula por los tubos mientras el otro circula por el exterior de los tubos, pero contenido en la carcasa. Puede haber cambio de fase en los fluidos dentro del intercambiador y el flujo puede ser en paralelo o a contracorriente.

Distinguimos 4 partes básicas dentro de estos intercambiadores [21]:

- Cabezal frontal o anterior: Es por donde entra el fluido que circula por los tubos.
- Cabezal posterior o trasero: Es por donde sale el fluido que circula por los tubos.
- Haz de tubos: Aquí incluyo los tubos, los baffles y el resto de elementos que mantienen el haz de tubos unidos.
- Carcasa: Contiene el haz de tubos y por el circula el otro fluido.

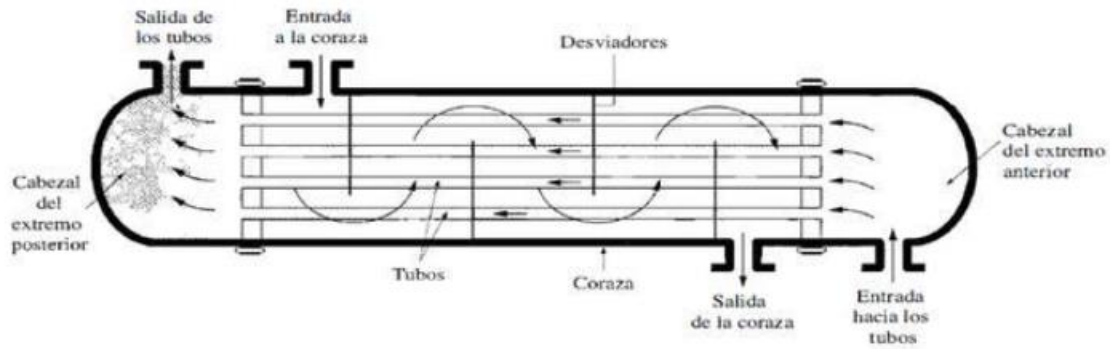


Figura 10- Esquema de un intercambiador de calor de tubo y carcasa con un paso por la carcasa y un paso por los tubos. [21]

Intercambiador de placas: Tienen un funcionamiento muy similar al anterior, pero en vez de tubos usan una serie de placas apiladas. Estas placas suelen ser placas corrugadas para aumentar el intercambio de calor y proporcionar puntos de apoyo. Suelen estar fabricadas de acero inoxidable o algún material de mayor calidad. Estos IC suelen ir soldados o sellados dependiendo de los fluidos con los que operen. Se suelen emplear en la industria alimentaria gracias a sus ventajas sanitarias, además son los más eficientes [22].

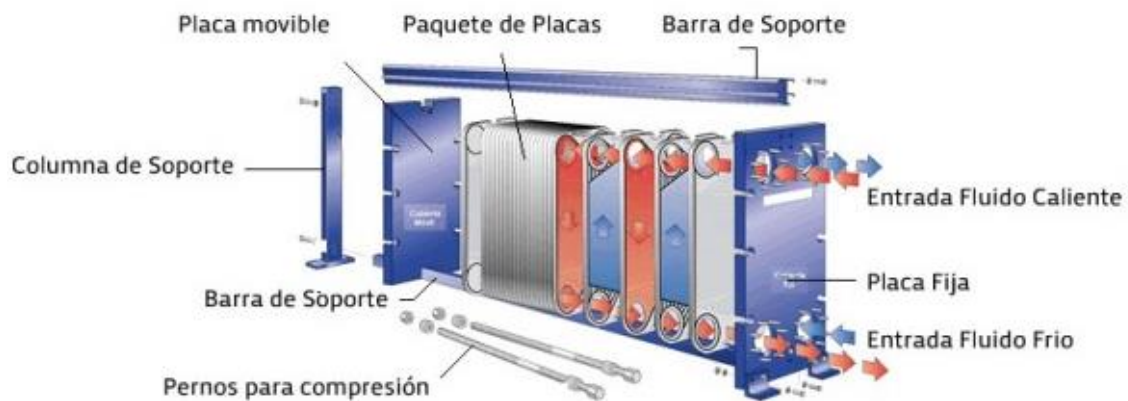


Figura 11-Intercambiador de placas [23]

Intercambiador de tubos concéntricos: Este intercambiador es el más simple de los tres. Consiste en dos cilindros concéntricos por los cuales circulan dos fluidos a diferentes temperaturas. La transferencia de calor se produce principalmente, a través de la pared del tubo interior. Se puede ver como una versión simplificada o primaria del IC tubo-carcasa. Su mayor ventaja radica en su sencillez. El flujo puede ser en paralelo o a contracorriente.

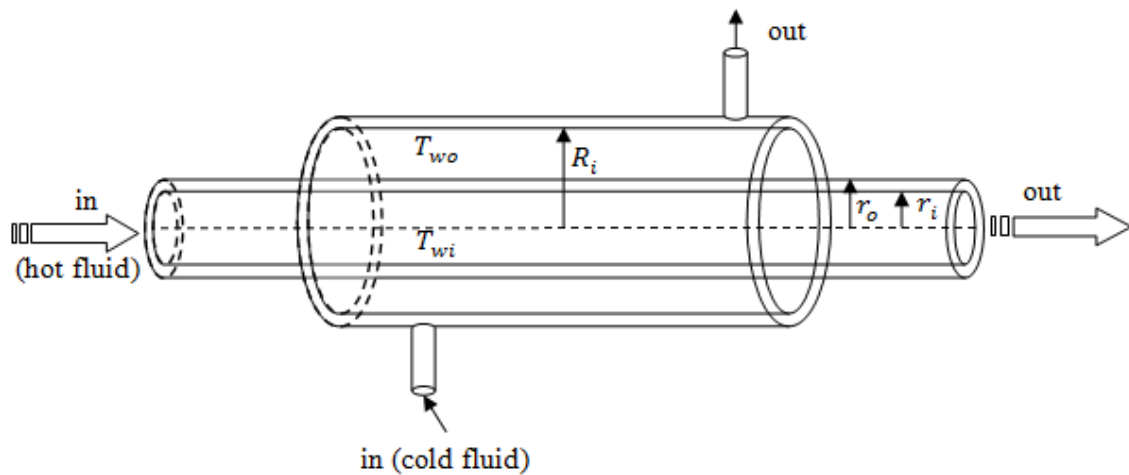


Figura 12- Esquema Intercambiador de Calor de Tubos Concéntricos. [23]

2.3.2 Intercambiadores de calor según su flujo:

Flujo paralelo: La corriente del fluido frío y la del fluido caliente entran desde la misma dirección y circulan paralelas hasta la salida. Podemos ver la evolución de la temperatura en la siguiente imagen.

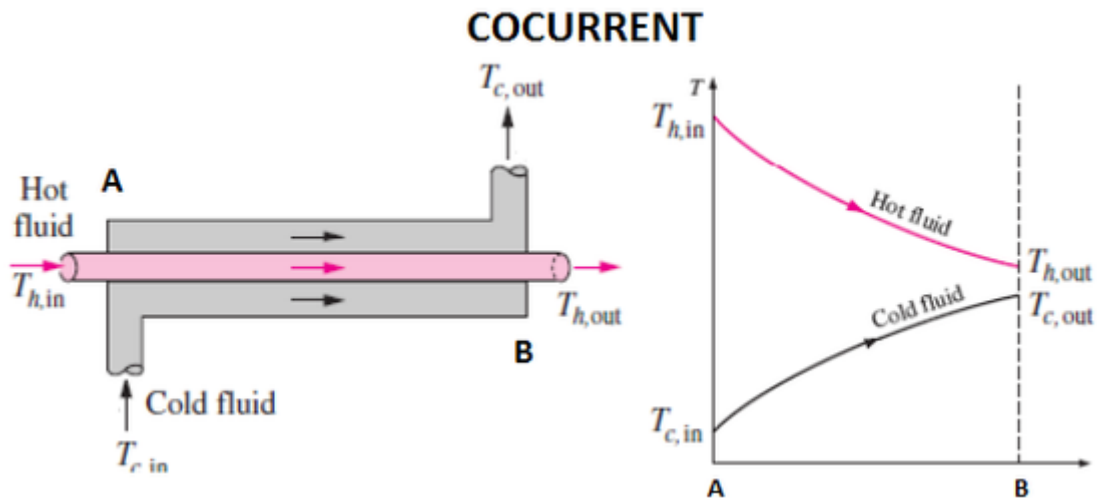


Figura 13-Esquema Flujo Paralelo [24]

Flujo a contracorriente: En este caso el fluido frío y el fluido caliente entran desde posiciones opuestas y circulan en sentidos opuestos. Este flujo produce una transferencia de calor mayor que en el caso de flujo paralelo. En este tipo de flujo, denominamos temperatura de cruce al fenómeno que ocurre cuando la temperatura fría de salida es mayor que la temperatura caliente de salida. Cuando esto ocurre es recomendable utilizar más de una carcasa.

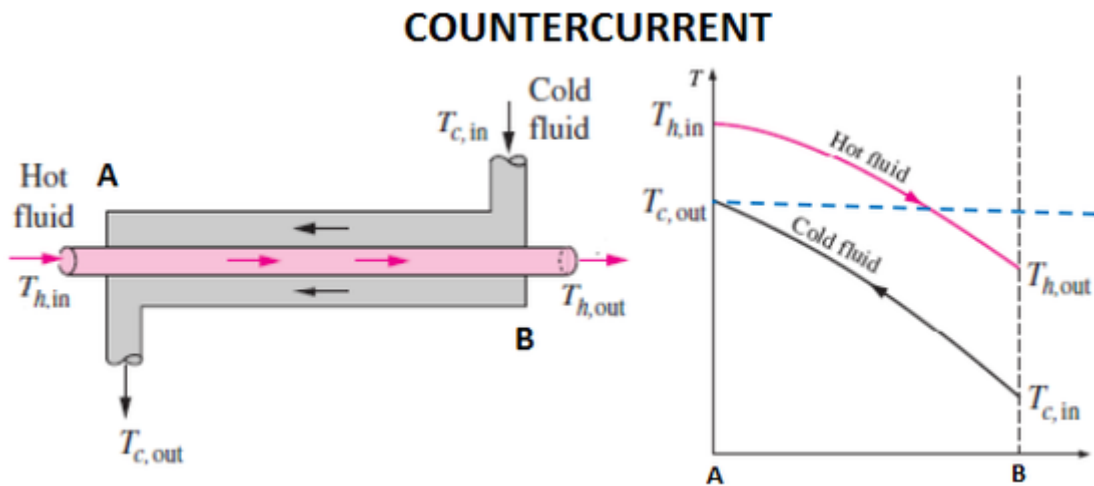


Figura 14-Esquema Flujo a Contracorriente [24]

En la imagen superior podemos ver la temperatura de cruce marcada por la línea azul discontinua. En esta imagen el fluido caliente va por el tubo, mientras que el frío va por la carcasa, esto no tiene porque ser así siempre.

Flujo cruzado: En este caso uno de los fluidos circula perpendicularmente respecto al otro. Se suelen usar cuando hay cambio de fase. Dentro del flujo cruzado distinguimos 3 configuraciones diferentes: Ambos flujos mezclados; Un flujo mezclado y el otro no; Ambos flujos no mezclados.

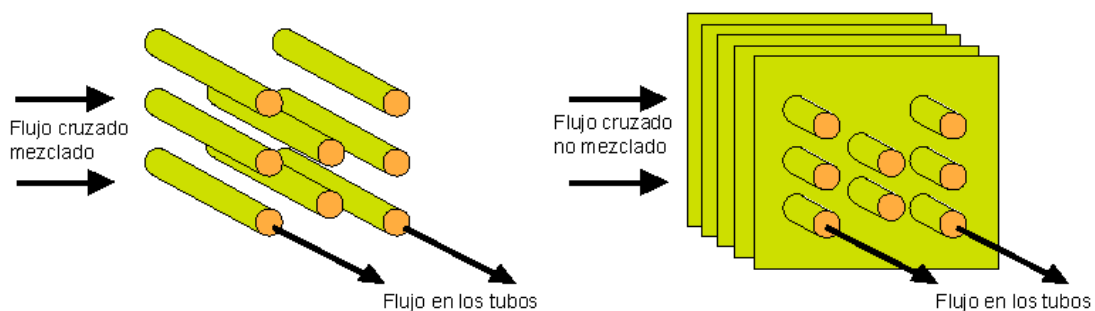


Figura 15- Esquema Flujo Cruzado Mezclado (izquierda) No Mezclado (derecha) [22]

2.3.3 Otros tipos de clasificaciones.

Según el proceso de transferencia de calor: Transferencia directa; Regeneradores; Lecho fluidizado; Con combustión etc [25].

Según su función. Dependiendo de la función para la que han sido diseñados podemos distinguir: [25]

- Intercambiador de calor;
- Calentador/Enfriador;
- Refrigerador;
- Evaporador/Condensador;
- Generador de vapor.

3. CICLO RANKINE:

En este trabajo nos centraremos en las centrales termosolares de torre central, con sales fundidas como fluido de trabajo y que operan con un ciclo Rankine, estos ciclos pueden ser de 3 tipos [26]:

1. Ciclo Rankine de vapor subcrítico cuando operamos con temperaturas de la sal en el receptor de 565°C.
2. Ciclo Rankine de vapor supercrítico cuando operamos con temperatura de las sales de 600°C en el receptor.
3. Ciclo Rankine de vapor ultracrítico cuando operamos con temperatura de las sales de 650°C en el receptor.

Se denomina ciclo subcrítico al operar a una presión inferior a la crítica. En el caso de trabajar con ciclos agua-vapor, esta presión es de 221 bar.

Por otro lado, el ciclo supercrítico es aquel que opera por encima de la presión del punto crítico (374°C, 221bar) en nuestro caso esta presión de trabajo supercrítico estará entorno a los 300 bar [26].

Ciclo Rankine convencional o subcrítico:

Este ciclo es el que utilizan las centrales termoeléctricas actuales. Se trata de un ciclo termodinámico de potencia que consiste en transformar calor para obtener un trabajo útil.

El ciclo Rankine ideal tiene 4 elementos principales: bomba, caldera, turbina y condensador. Las etapas del ciclo son las siguientes:

Etapas 1-2. Se realiza una compresión isentrópica. El fluido que se encuentra en estado de líquido saturado entra en la bomba que eleva su presión, para conseguir esto hay que aportar un trabajo.

Etapas 2-3. El fluido entra en la caldera y se realiza un aporte de calor a presión constante. En esta etapa se produce un cambio de fase y a la salida en el punto 3 encontramos vapor sobrecalentado.

Etapa 3-4. Se produce una expansión isentrópica en la turbina con el objetivo de obtener trabajo mecánico sobre el eje, que podría ser convertido a electricidad. A la salida encontramos el fluido en una fase líquido + vapor.

Etapa 4-1. En el condensador se produce una cesión de calor a presión constante hacia el sistema de refrigeración. A la salida de este volvemos a encontrar el fluido en estado de líquido saturado.

En un ciclo ideal como este el rendimiento puede calcularse como el trabajo neto entre el calor absorbido. Es decir, el trabajo generado en la turbina menos el aportado a la bomba entre el calor de la caldera.

$$\eta = \frac{W_{neto}}{Q_{cald}} = \frac{W_t - W_b}{Q_{cald}}$$

$\eta = \text{rendimiento}$

$W_{neto} = \text{Trabajo neto}$

$Q_{cald} = \text{calor aportado en la caldera}$

$W_t = \text{Trabajo generado en la turbina}$

$W_b = \text{Trabajo aportado en la bomba}$

En la siguiente imagen se puede observar un diagrama de este ciclo, así como su correspondiente diagrama T-s.

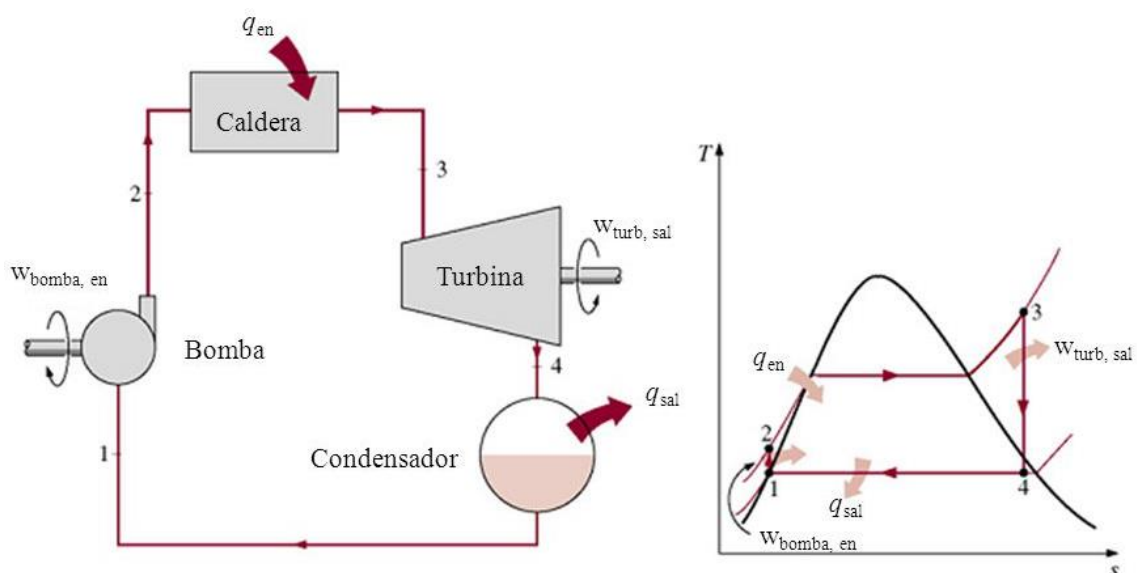


Figura 16-Esquema ciclo Rankine ideal (izquierda); diagrama T-S (derecha) [27]

Algunas de las ventajas y desventajas del ciclo Rankine son las siguientes:

- El trabajo de compresión es reducido (etapa 1-2) dado que se realiza en fase líquida.
- La temperatura a la entrada de la turbina puede elevarse tanto como se quiera, respetando el límite de resistencia de los materiales.
- La potencia que se puede conseguir en la turbina es muy elevada, sin embargo, el rendimiento de la instalación no aumentará tanto como la potencia de la turbina, aún así el rendimiento será aceptable.
- La potencia de la caldera será muy alta debido a que el agua procedente del condensador llega a una temperatura muy baja, por lo que habrá que emplear una gran cantidad de calor en aumentarla hasta la temperatura de funcionamiento. Esto impacta directamente en el rendimiento de la instalación [27].

Para mejorar el rendimiento de la instalación existen algunas modificaciones del ciclo Rankine, que explicaremos brevemente a continuación:

Ciclo Rankine con recalentamiento: Es un proceso que simplificado consiste en permitir que el vapor inicialmente sobrecalentado en la caldera, entre en una turbina de alta presión para que se expanda justo hasta el punto en el que vaya a comenzar la condensación. En este punto, el vapor entra a un equipo conocido como el recalentador para calentarse a presión constante, finalmente entra en otra turbina (baja presión) donde se expande hasta la presión del condensador.

Ciclo Rankine con regeneración: Este proceso consiste en realizar un recalentamiento con un foco de calor interno al sistema en vez de con un foco externo. Esto tiene la ventaja de que se reducen las irreversibilidades externas debidas a la transmisión de calor. Esto se va a conseguir extrayendo parte del vapor en alguna parte de la turbina, por ejemplo podría ser a la salida de la turbina de alta presión, y poniéndolo en contacto con el agua de alimentación antes de entrar a la caldera. Esto aumenta la temperatura de entrada a la caldera, con lo que la potencia necesaria en esta para alcanzar la temperatura de trabajo deseada disminuye, y por tanto aumenta el rendimiento de la instalación.

3.1. Ciclo Rankine supercrítico:

El ciclo de Rankine supercrítico es un ciclo de potencia que trabaja a una temperatura y presión mayores de lo habitual, con el objetivo de evitar la zona bifásica y aumentar la eficiencia energética del ciclo y la potencia generada. En nuestro caso las condiciones de operación son una temperatura del vapor de 590°C y una presión de 300 bar.

El principal problema de estos ciclos supercríticos es que los materiales de los componentes del sistema deben soportar unas condiciones más exigentes que en el caso de los ciclos subcríticos, lo que induce un aumento de precio considerable. Además, para evitar la formación de agua en la turbina, es necesario combinar este ciclo con etapas de regeneración y recalentamiento. Generalmente los ciclos supercríticos conllevan dos recalentamientos para reducir la humedad en la salida de la turbina.

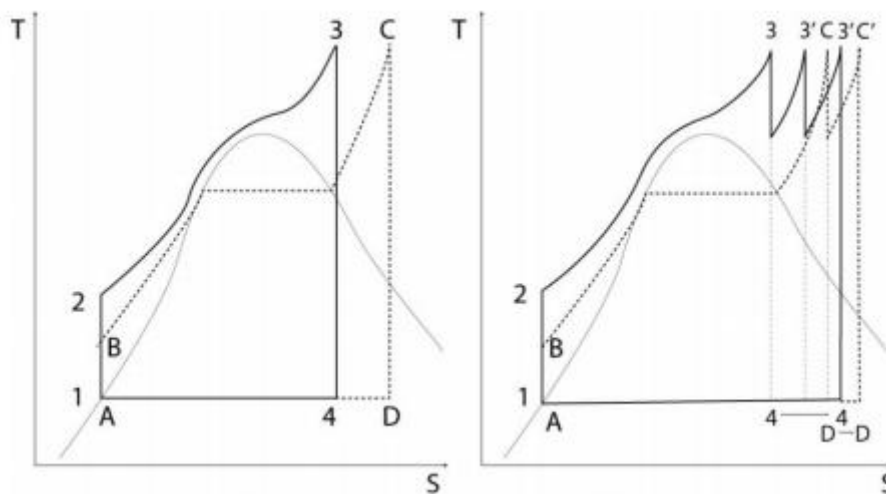


Figura 17-Ciclo supercrítico vs subcrítico

En la imagen superior podemos observar la comparación de un ciclo supercrítico (línea continua) y uno subcrítico (línea discontinua). En el gráfico de la izquierda podemos ver claramente la diferencia entre ambos ciclos en la etapa de adición de calor (etapa 2-3).

En el ciclo supercrítico al evitar la zona bifásica la temperatura aumenta durante todo el proceso de adición de calor, lo que supone un aumento de la temperatura promedio durante dicha etapa. Sin embargo, en el ciclo subcrítico puede observarse que la temperatura se mantiene constante en el tramo de la zona bifásica, esto produce una temperatura promedio menor y por tanto si el resto de los parámetros se mantuvieran constantes, también resultaría en una eficiencia menor en comparación con el ciclo supercrítico.

Por otro lado, también podemos observar fácilmente que en el caso de la izquierda (sin recalentamiento) durante la etapa de expansión (etapa 3-4) en el ciclo supercrítico aparece mucha más humedad en la turbina que en el caso subcrítico, esto puede producir problemas en los álabes implicando un mayor gasto de mantenimiento e incluso de reparación por rotura. Por ello en el caso supercrítico se hace totalmente necesaria la adición de al menos dos ciclos de recalentamiento para disminuir esta humedad en la turbina, como puede verse en la gráfica de la derecha.

En conclusión, los ciclos Rankine supercríticos presentan mejores eficiencias térmicas que los ciclos subcríticos, en promedio ese incrementa un 6% y baja el consumo térmico

unitario y el consumo específico de vapor, además generan una mayor potencia que los subcríticos. Sin embargo, es importante que los ciclos supercríticos cuenten con al menos dos recalentamientos para evitar que la calidad del vapor baje de 0.88 [28].

Teóricamente el rendimiento siempre será mayor cuanto mayor sean las temperaturas de presión y trabajo, pero los materiales componen un factor limitante en este aspecto, bien sea porque no existen materiales que puedan soportar unas condiciones termo mecánicas tan exigentes, o bien sea porque elevan demasiado el precio de la inversión haciéndolo inviable económicamente.

Actualmente no existen centrales termosolares comerciales que trabajen en condiciones supercríticas, sin embargo, si que podemos encontrar centrales térmicas tradicionales trabajando en condiciones subcríticas, supercríticas e incluso ultracríticas con unos rendimientos del 30-38% para el ciclo subcrítico y del 42% y 46% para los ciclos supercríticos y ultracríticos correspondientemente [29].

4. METODOLOGÍA.

4.1. Normativa:

Para la construcción de intercambiadores de calor existen algunos códigos técnicos, que sirven como referencia en el proceso, por ejemplo se utilizan para saber las pérdidas de carga máxima o las tolerancias de fabricación dados unos parámetros iniciales.

Algunas de las normativas más extendidas que afectan a los intercambiadores de calor son: TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association), el código ASME (American Society of Mechanical Engineers), ANSI (American National Standard Institute) y para el territorio nacional UNE (Asociación Española de Normalización).

4.1.1 Código ASME

ASME es una organización sin ánimo de lucro dedicada al desarrollo de estándares técnicos. Se compone de XI secciones, pero la que nos interesa a nosotros es la número VIII ya que es la que trata sobre recipientes a presión [30].

Esta sección se distribuye a su vez en 3 divisiones para diferentes condiciones del elemento a presión.

Dentro de la división 1 de la sección VIII vemos otras tres partes diferenciadas o subsecciones: Requisitos generales; Requisitos de los métodos de diseño y fabricación de los objetos a presión; Requisitos de los materiales [30].

1. Requisitos generales: Esta subsección se compone de los párrafos que empiezan por UG-xx. Trata los requisitos mínimos concernientes a materiales, diseño, refuerzos, ligamentos, fabricación, inspección y dispositivos de alivio de presión [31].
2. Requisitos de los métodos de diseño y fabricación: En esta subsección se tratan los requisitos mínimos para las diferentes metodologías de fabricación. A su vez, dentro de esta subsección podemos encontrar otras 3 partes:
 - Parte UW: Aquí se tratan los requisitos para la fabricación por soldadura de elementos a presión.
 - Parte UF: Trata los requisitos para la fabricación por forja de recipientes a presión.
 - Parte UB: Trata los requisitos para la fabricación por soldadura no ferrosa para recipientes a presión [30].
3. Requisitos de los materiales: En esta subsección encontramos lo referente a los esfuerzos máximos admisibles, para los diferentes materiales normalizados que se utilizan en la fabricación de este tipo de recipientes a presión. Estos pueden ser: Aceros al carbón; Aceros de alta aleación; Materiales no ferrosos; Hierro fundido.

La sección VIII, división 2 del código ASME es similar a la división 1. La principal diferencia es que, mientras la división 1 sigue un diseño por norma o reglas con unos criterios teóricos más conservadores, la división 2 tiene un enfoque de diseño por análisis que requiere de unos cálculos más precisos y detallados. Esto puede aumentar el coste del diseño pero permite que el recipiente a presión soporte mayores tensiones.

En definitiva, la división 2 está pensada para recipientes a presión con un trabajo particular y una localización predefinida [14].

4.1.2 ANSI

ANSI es otra organización de estándares americanos sin ánimo de lucro. La diferencia que tiene esta organización es que se encarga de que los estándares americanos estén coordinados con los estándares de otros países. Así un producto fabricado en Estados Unidos podría ser utilizado en España por ejemplo. Para ello ANSI es miembro de la International Organization for Standardization (ISO).

Para los intercambiadores de calor tubo-carcasa el standard que es aplicable, es el ANSI/API Standard 660 que proviene de la ISO 16812:2002 [32]. Este standard se aplica sobre todo en la industria petrolífera y establece los requisitos de los materiales, de diseño, fabricación, testeo, calidad... de este tipo de IC.

4.1.3 Normativa TEMA

TEMA es la asociación de fabricantes de intercambiadores de calor del tipo tubo-carcasa. La mayoría de los intercambiadores de este tipo que son construidos en el mundo, lo hacen de acuerdo a estos estándares.

Esta normativa debe ir en consonancia con el código ASME, sección VIII, división 1 para recipientes a presión.

La normativa TEMA tiene los siguientes apartados [33]:

1. Nomenclatura.
2. Tolerancias de fabricación.
3. Información general de fabricación y desempeño.
4. Instalación, operación y mantenimiento.
5. Estándares mecánicos para IC de clase RCB.
6. Vibración producida por el flujo.
7. Relaciones térmicas.
8. Propiedades físicas de los fluidos.
9. Información general.
10. Recomendaciones de buenas prácticas.

Para poder nombrar correctamente un IC de acuerdo con TEMA hay que tener en cuenta dos asuntos:

1. Primero se tienen que conocer el diámetro nominal y la longitud nominal, es decir el diámetro interior de la carcasa, en pulgadas o mm, redondeado al entero más cercano y la longitud de los tubos en pulgadas o mm.
2. TEMA divide los IC en 3 secciones que se identifican con una letra dependiendo de su forma, usos y características particulares. Como podemos ver en la siguiente foto, la primera letra designa el cabezal del intercambiador, la segunda letra es para la carcasa y la tercera letra identifica el cabezal posterior del IC.

Así un ejemplo de intercambiador correctamente denominado podría ser: SIZE 23-192 (591-4877) TYPE AES, o directamente 23-192-AES.

4.1.4 Normativa UNE

UNE es la única entidad española de normalización y participa para el entorno internacional con organismos como ISO. Esta organización es de carácter privado y sin ánimo de lucro [34].

Las normas UNE no solo aplican a intercambiadores de calor, si no que la organización dispone de varios comités técnicos y abarca múltiples sectores.

La norma que aplicar en nuestro trabajo es la UNE 12952-3:2012 cuya codificación explico ahora.

- I. Los primeros dígitos hacen referencia al comité técnico que ha evaluado y creado esta norma. Entre 1 y 3 dígitos, en nuestro caso 12.
- II. Los tres siguientes dígitos hacen referencia al número de documento. En este caso 952
- III. El siguiente dígito se refiere a la parte que ocupa dentro del documento. En este caso parte 3.
- IV. Por último, encontramos el año de edición de la norma. En nuestro caso 2012.

La norma UNE 12952-3:2012 se incluye en el documento para calderas aquo-tubulares y sistemas auxiliares dentro de la parte 3, relativa al cálculo y diseño de los elementos a presión.

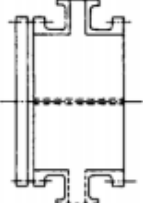
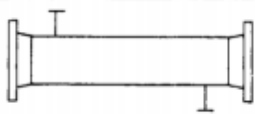
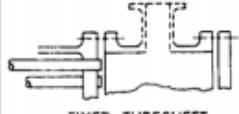
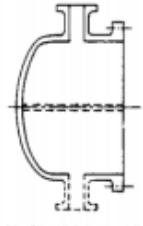
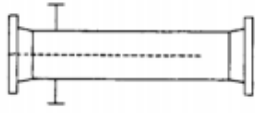

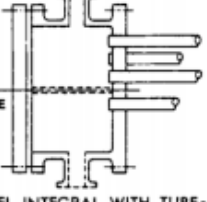
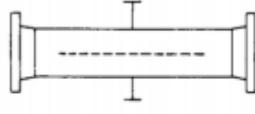
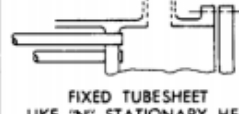
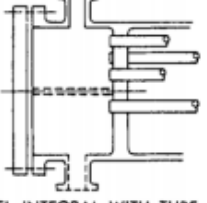
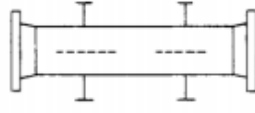
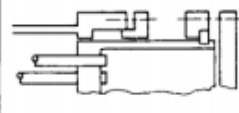
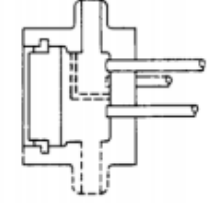
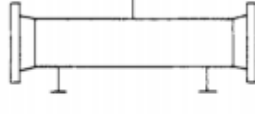
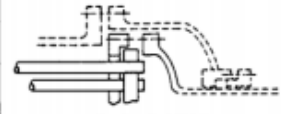
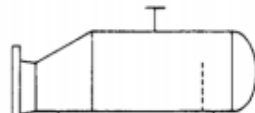
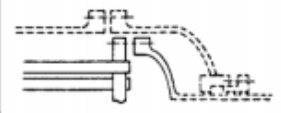
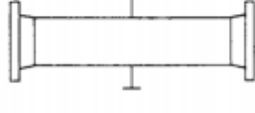
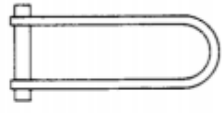
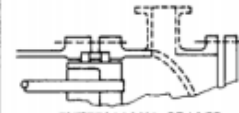
| FRONT END STATIONARY HEAD TYPES | | SHELL TYPES | | REAR END HEAD TYPES | |
|------------------------------------|--|-------------|---|------------------------|--|
| A |  CHANNEL AND REMOVABLE COVER | E |  ONE PASS SHELL | L |  FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD |
| B |  BONNET (INTEGRAL COVER) | F |  TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE | M |  FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD |
| C |  REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER | G |  SPLIT FLOW | N |  FIXED TUBESHEET LIKE "N" STATIONARY HEAD |
| N |  CHANNEL INTEGRAL WITH TUBE- SHEET AND REMOVABLE COVER | H |  DOUBLE SPLIT FLOW | P |  OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD |
| D |  SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE | J |  DIVIDED FLOW | S |  FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE |
| | | K |  KETTLE TYPE REBOILER | T |  PULL THROUGH FLOATING HEAD |
| | | X |  CROSS FLOW | U |  U-TUBE BUNDLE |
| | | | | W |  EXTERNALLY SEALED FLOATING TUBESHEET |

Figura 18-Nomenclatura TEMA para Intercambiadores Tubo-Carcasa [33]

Dentro del punto 4, se presentan tres clases de estándares mecánicos y de fabricación según el uso que vaya a tener el intercambiador. Estas clases se denominan R, C y B.

- La clase R para IC no expuestos a fuego, con uso en la industria petrolífera o para procesos similares a los de esta industria.
- La clase C para IC no expuestos a fuego, para uso comercial con requisitos moderados. Es la clase menos restrictiva o con un uso más generalizado ya que busca ser lo más económico posible.
- La clase B es para IC no expuestos al fuego, con aplicación en procesos químicos.

En general los estándares de TEMA se pueden aplicar a I.C. tubo-carcasa que cumplan los siguientes criterios [33]:

- a) Diámetros inferiores a 2540mm
- b) Producto del diámetro nominal (mm) y la presión de diseño (kPa) inferior a $17,5 \cdot 10^6$.
- c) Presión de diseño igual o inferior a 20664kPa.

La intención de estos valores es limitar el espesor de la carcasa a 76mm y el diámetro del perno de aproximadamente 102mm [33].

4.2. Caso de Estudio:

Para dimensionar el generador de vapor de este trabajo, hemos cogido de referencia el IC que aparece en el estudio de Kolb y que podemos observar en la siguiente imagen [35].

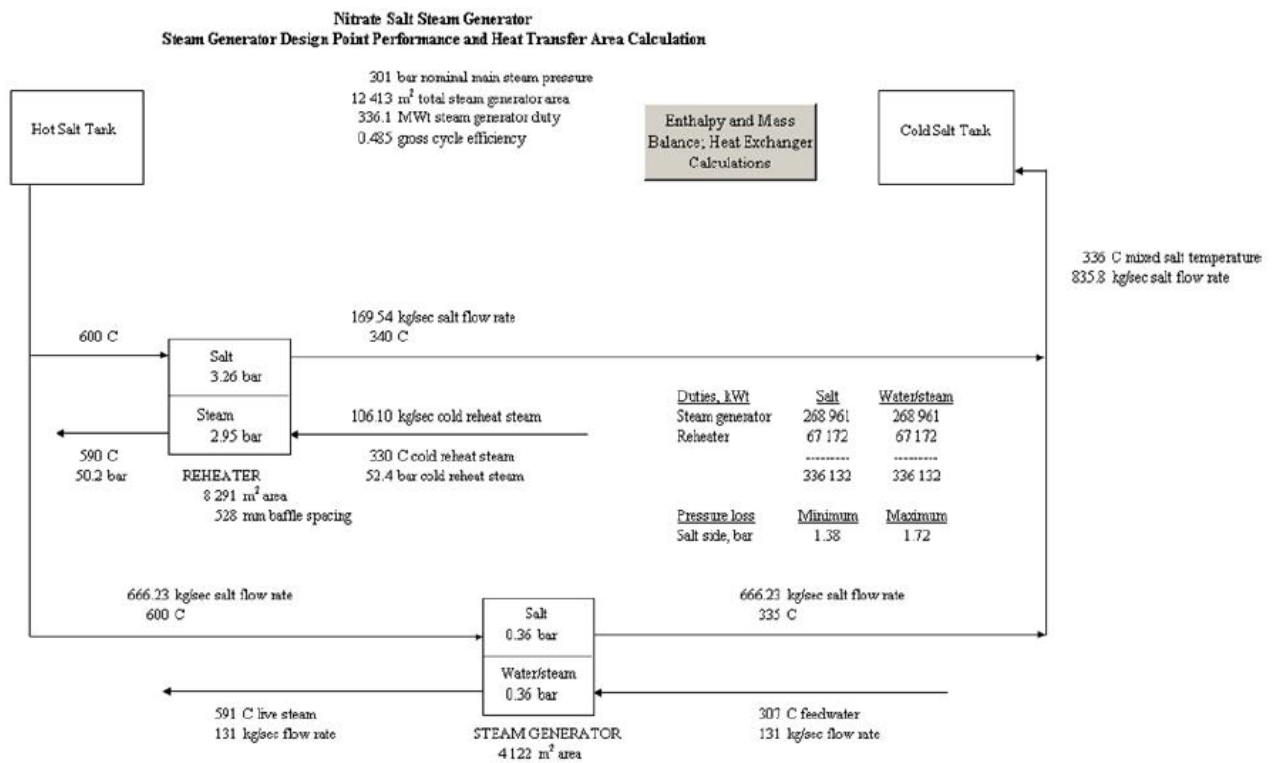


Figura 19- Esquema de un Generador de Vapor Supercrítico de Sales Fundidas [35]

Se trata de un intercambiador de calor supercrítico a contracorriente de un solo paso, que trabaja con agua circulando por los tubos y sales fundidas por la carcasa. Vemos que el sistema cuenta solo con un recalentador y el propio generador de vapor.

En este trabajo solo se dimensiona el bloque inferior, el del “*STEAM GENERATOR*” y de aquí obtenemos algunos datos de partida, que posteriormente presentaremos junto al resto de datos iniciales, como pueden ser las temperaturas de entrada y salida de los fluidos y la presión de trabajo.

Dimensionaremos el generador de vapor mediante dos métodos diferentes que explico en los puntos siguientes. En cualquier caso, los outputs más importantes serán el área de transferencia de calor y las pérdidas de carga, sin embargo, hay algunas diferencias, ya que en el diseño 1 se calcula la longitud de tubos y de la carcasa o carcassas, mientras que

en el diseño 2 he podido calcular las velocidades de arranque y el espesor del cabezal del intercambiador.

Es importante destacar que estos diseños están realizados fuera de norma. Esto quiere decir que, aunque tengo en consideración la normativa TEMA y ASME estas no se pueden seguir estrictamente al pido de la letra, si no que en este trabajo actúan más como un faro. Esto es así, ya que las condiciones supercríticas a las que trabajamos no se encuadran dentro de los estándares normalizados, principalmente podemos ver que trabajamos a 300 bar mientras que en al final del punto 4.1.3 de este trabajo vemos que la normativa TEMA es aplicable para presiones iguales o inferiores a 206.64bar [33].

Como las normativas no van a poder aplicarse completamente, nos guiamos también por la implicación económica que tienen algunas restricciones técnicas. Usaremos la referencia de P.A. González-Gómez [36].

4.2.1 Nomenclatura:

Voy a hacer aquí una agrupación de los principales parámetros y variables utilizados en los siguientes puntos del trabajo, indicando la abreviatura, nombre y unidades en SI, si las tuviera. U: Coeficiente global de transferencia de calor. ($W/m^2 \cdot K$)

A: Área de intercambio de calor (m^2)

P: Presión. (Pa)

T: Temperatura (K)

Cp: Calor específico ($J/kg \cdot K$)

\dot{m} : Caudal másico. (kg/s)

k: Conductividad. (W/mK)

Q: Potencia térmica intercambiada (W)

D: Diámetro

Nu: Número de Nusselt

Re: Número de Reynolds

Pr: Número de Prandtl

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 \cdot K$)

μ : Coeficiente de viscosidad dinámico ($N \cdot s/m^2$)

S: Área de la sección (m^2)

Lb: Separación entre baffles (m)

H: Separación entre centros de los tubos (m)

Sufijos:

w: agua.

Sal: sal.

in: entrante.

out: saliente.

ext: exterior de los tubos.

int: interior de los tubos.

car: carcasa.

eq: equivalente

k: conducción

ei: ensuciamiento interior

ee: ensuciamiento exterior

f: filas

c: columnas

trans: transversal

tt: tubos transversales

header: cabezal

C: Separación entre tubos (m)
 R: Resistencia térmica ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
 ρ : Densidad (kg/m^3)
 V: Velocidad (m/s)
 Ntubos: Número de tubos.
 Nb: Número de bafles.
 Lcarcasa: Longitud de la carcasa (m)
 f: Factor de corrección
 ΔP : Pérdidas de carga (Pa)
 e: espesor (m)
 Varr: Velocidad de arranque (K/s)
 σ : Esfuerzo (N/m^2)
 C: Coste (€)
 frc: factor de recuperación del capital
 ε : Eficiencia

Sufijos:

adm: admisible
 max: máximo
 arr: arranque
 T: total
 e: electricidad
 b: bomba
 I: inversión

4.2.2 Introducción al Diseño 1

En este diseño trataremos de hacer un primer análisis de un IC tipo TEMA, que es parecido al de Kolb [35] y para el que usamos el método de la referencia [37] adaptándola para el cálculo del coeficiente UA. Siendo U el coeficiente global de transferencia de calor y A el área de intercambio de calor.

Aunque la normativa TEMA no pueda aplicarse rigurosamente a nuestro trabajo, debido a las condiciones supercríticas de trabajo, trataremos de seguir sus directrices, por lo que compondremos nuestro IC de acuerdo a su nomenclatura, la cual podemos ver en la figura 18. Para un intercambiador a contracorriente con un solo paso por carcasa distinguimos que las partes más adecuadas a nuestras condiciones son las siguientes:

Cabezal anterior D, diseñado especialmente para trabajar a altas presiones, como es nuestro caso (300bar).

Carcasa tipo E, es una carcasa simple de un solo paso que puede actuar a contracorriente.

Cabezal posterior S o T, en principio ambos son válidos ya que gracias a la cabeza flotante permiten la expansión térmica de los tubos. Si tuviéramos que decantarnos por uno de los dos, escogeríamos el cabezal T al permitir una limpieza de la carcasa de modo más sencillo, disminuyendo así los costes de mantenimientos en comparación con el cabezal S. Además, sus usos son más genéricos mientras que el cabezal S está especialmente indicado para procesos químicos con fluidos tóxicos.

4.2.3 Introducción al Diseño 2

Este diseño va a ser un intercambiador basado en los IC subcríticos tipo *header* que diseña la compañía Aalborg CSP en combinación con el intercambiador supercrítico del artículo de James E. Pacheco [38].

IC tipo *header* de Aalborg CSP:

La compañía Aalborg CSP ha desarrollado sistema subcrítico de generación de vapor denominado SGS4 para trabajar con sales fundidas. Está basado en su sistema SGS3 que es un generador de vapor que opera con aceite [39].

La imagen siguiente, muestra la disposición de los tubos en el interior de los intercambiadores de calor de este sistema SGS4.



Figura 20- Banco de tubos del generador de vapor tipo Aalborg [39]

Se puede apreciar que la disposición de los tubos es algo peculiar. Más adelante se explicará su geometría y como afecta a los cálculos del diseño.

El sistema optimizado SGS4 se ha desarrollado como un IC tubo-carcasa con tecnología ‘header and coil’ cumpliendo los estándares de las normativas ASME y TEMA. Su mayor ventaja es que esta configuración optimizada (figura 21), permite la circulación no forzada de la sal por el lado de la carcasa de todos sus componentes a presiones inferiores a 140bar [39]. Esto junto a la adecuada elección de los materiales, se traduce en una disminución de los costes de operación y mantenimiento debido a dos razones principales:

No se necesitan bombas de circulación en el evaporador.

Se reduce la cantidad de válvulas de escape y drenaje necesarias gracias a la disposición en altura que puede verse en la figura 21.

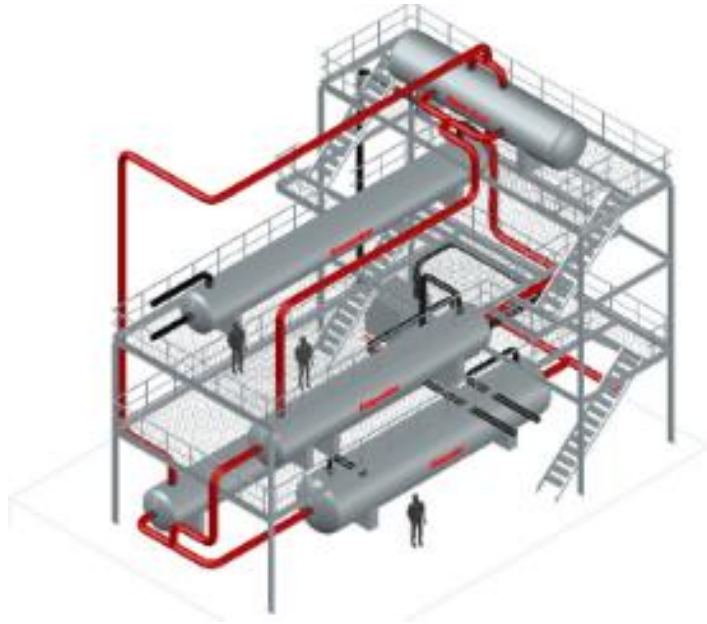


Figura 21-Disposición del sistema SGS4 [31]

La tecnología *header and coil* está optimizada usando flujo a contracorriente para optimizar los costes y además reduce el riesgo de fuga ya que este diseño tipo *header* absorbe los esfuerzos generados debido al estrés térmico.

La confianza en esta tecnología es tal que la compañía ofrece 5 años de garantía sin fugas. Además asegura que tiene una velocidad de arranque de hasta $10^{\circ}\text{C}/\text{min}$ proporcionando así media hora extra de producción de energía sobre una producción diaria de 9 horas [39].

Generador de vapor todo en uno tipo BENSON:

Para entender las virtudes de este diseño, primero hay que explicar la composición de un generador de vapor subcrítico actual, que trabaja con sales fundidas.

Esta tecnología suele dividirse en 4 etapas de intercambio de calor: Un precalentado para aumentar la temperatura del agua hasta casi su punto de ebullición, un evaporador con tambor para separar la humedad del vapor generado, un superheater para sobrecalentar el vapor seco y mejorar la eficiencia del ciclo, por último un reheater para recalentar el vapor antes de entrar en la turbina de alta presión [38]. Este ciclo es similar al de la figura 22, en la que he marcado estas 4 partes diferenciadas.

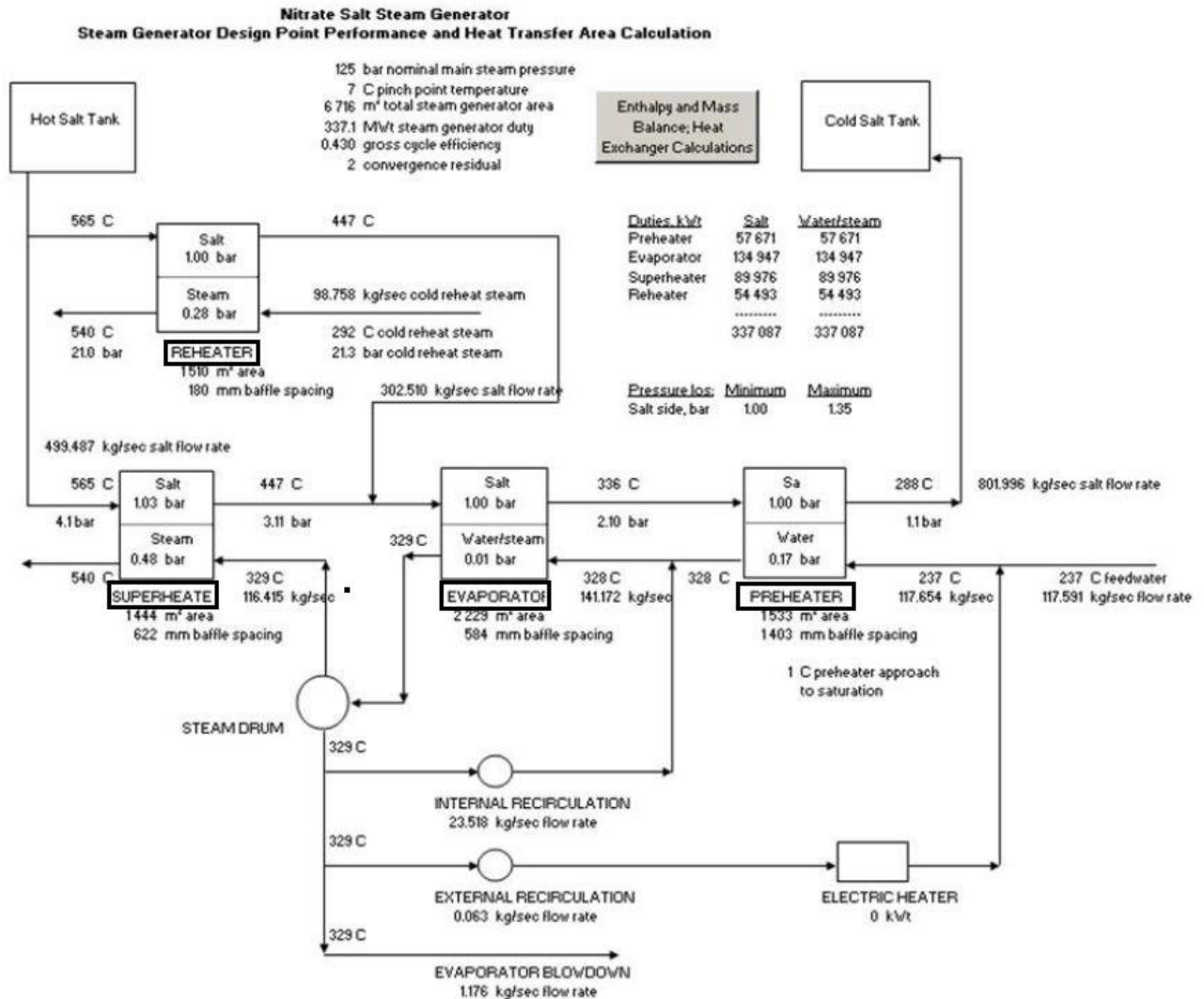


Figura 22- Generador de vapor subcrítico operando con sales fundidas [35]

El problema viene cuando tratamos con condiciones supercríticas, ya que entonces el tambor de vapor, usado para separar agua y vapor mediante gravedad no se puede usar. Es entonces cuando debe utilizarse un generador de vapor “todo en uno” bajo el principio diseñado por BENSON. Esto consiste en integrar el preheater, evaporador, y el superheater en un solo recipiente a presión [38]. En la figura 19 que hemos usado para explicar nuestro caso de estudio, podemos ver que ya solo se distinguen dos cajas en la imagen, el reheater y por otro lado el generador de vapor que bajo este principio ha agrupado los otros 3 procesos. Por supuesto, tener que tratar con un solo recipiente a presión en vez de con tres, disminuirá los costes de fabricación y ensamblaje.



Figura 23- Modelo 3D de un Generador de Vapor Once-Through [38]

En la figura superior podemos ver un modelo de este generador “todo en uno” u once-through. Se aprecia bien la carcasa cilíndrica y los finales de forma elíptica soldados. Está diseñado para su instalación vertical, entrando las sales por la parte superior y el agua por la parte inferior.

En el interior de la carcasa la superficie de intercambio de calor se instala contenido dentro de un conducto cuadrado de metal [38] es importante tener en cuenta esta consideración, ya que es fundamental para entender la geometría del intercambiador en el apartado “4.4.3 Método Del Diseño 2.” Se puede ver un esquema de esta casuística en la figura 24.

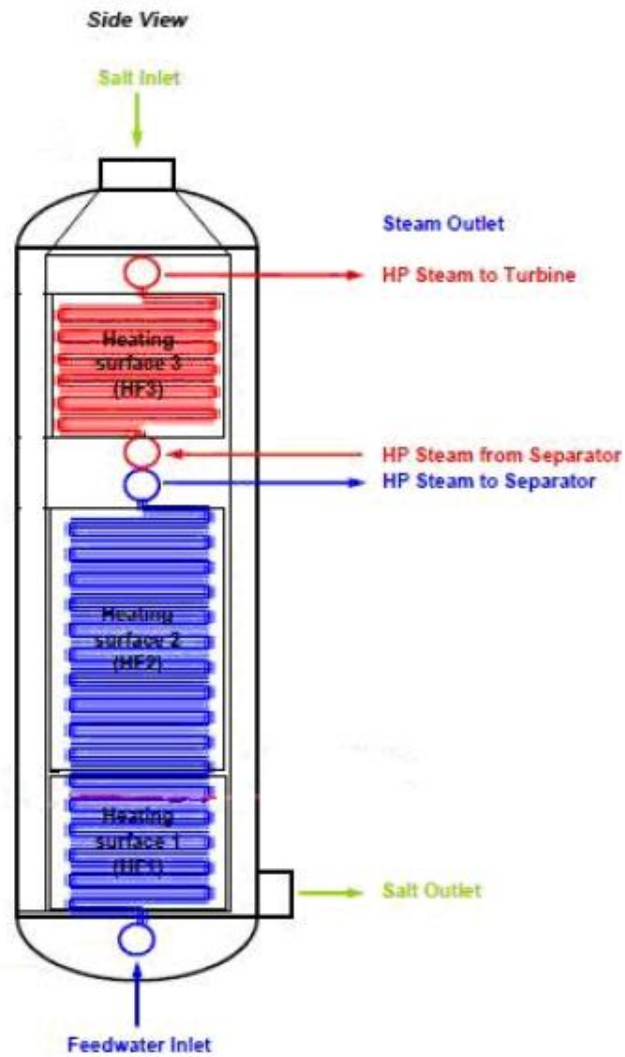


Figura 24- Esquema del interior de un Generador de Vapor Once-Through [38]

Este generador de tipo *header* tiene su mayor ventaja en la flexibilidad que ofrece a la expansión y contracción térmica. Esta condición lo hace ideal para su uso en centrales solares como las de torre central que cada día deben arrancar de nuevo su operación, ya que al ponerse el sol, a menos que cuenten con almacenamiento térmico, su operación se reduce a 0. Esto hace necesario unas velocidades de arranque lo más rápidas posibles.

El problema principal derivado de esto son los esfuerzos generados por los rápidos cambios de temperatura. Para evitar el impacto de estas tensiones, Siemens recomienda operar de noche a una carga mínima del 20-25%, esto hace necesario los tanques de almacenamiento térmico [38].

En definitiva el para el diseño 2 tomaremos en consideración el modelo Once-through supercrítico y la tecnología SGS4 de Aalborg CSP.

4.2.4 Condiciones de Partida:

A continuación, vemos los datos iniciales que son comunes para ambos diseños y que se obtienen de la referencia [35]:

| Parámetro | Valor |
|--|----------------|
| Temperatura de entrada sal | 600°C |
| Temperatura de salida sal | 335°C |
| Temperatura de entrada del agua | 307°C |
| Temperatura de salida del agua | 591°C |
| Calor específico de la sal | 1.5234 kJ/kg·K |
| Caudal de la sal | 666.23 kg/s |
| Caudal del agua | 131 kg/s |
| Conductividad del material del tubo (acero inoxidable SS-347) | 20.5 W/m·K |
| Presión de trabajo | 300 bar |

Tabla 4- Datos Iniciales

Los que también es común en ambos diseños es que se trata de un intercambiador de calor a contracorriente, con el agua circulando por los tubos y las sales por la carcasa.

El resto de los parámetros se seleccionan adaptándolos en función del diseño, pero intentando seguir algún criterio como puede ser la normativa TEMA.

4.3. Metodología de Cálculo:

En este apartado veremos los procedimientos utilizados para el cálculo de los resultados de ambos diseños. Para realizar los cálculos nos valemos del programa informático Matlab.

4.3.1 Método Diseño 1:

Este diseño sigue el estudio de Antonio Rovira [37] y también se apoya en el guion de la práctica de la asignatura Transferencia de calor [25].

El principal inconveniente que nos encontramos al plantear el diseño es que, debido a las condiciones supercríticas en las que trabaja el agua no podemos asumir constantes sus propiedades, principalmente el calor específico. Por ello, para realizar los cálculos discretizamos el intercambiador dividiéndolo en pequeños diferenciales de temperatura, empezando desde el final del intercambiador. Es decir, por donde sale el agua y por donde entran las sales.

Antes de explicar en detalle el método de cálculo es interesante ver la siguiente imagen que presenta un esquema del proceso general seguido.

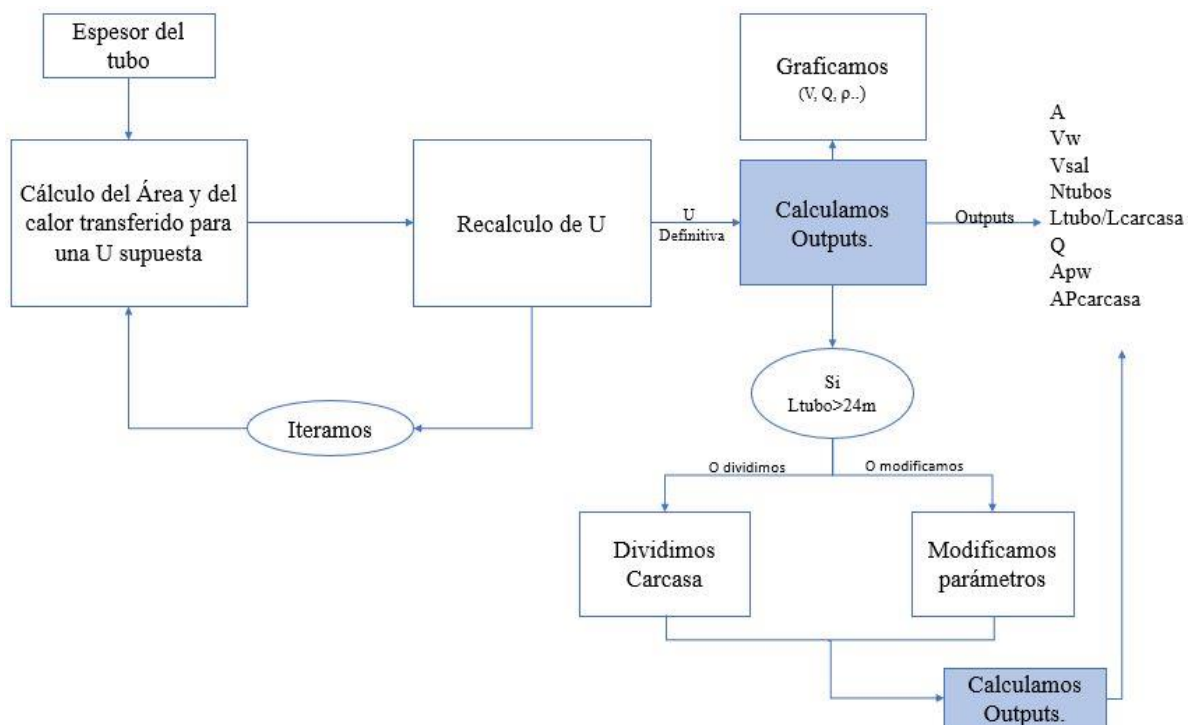


Figura 25- Esquema del proceso del diseño 1

Ahora trataré de detallar el proceso que aparece arriba de una manera más concreta. Podemos separarlo en 3 o 4 bloques para que la explicación sea más clara. Pero antes de empezar con ello, necesitamos calcular el espesor de los tubos para fijar el diámetro interior de los mismos, es la pequeña caja de arriba a la izquierda.

A continuación, calculamos el espesor de los tubos con la siguiente ecuación procedente de código ASME división I [31]:

$$e_{tubo} = \frac{P \cdot D_{ext}}{2 \cdot S \cdot E + 2 \cdot y \cdot P} + C \quad (4.1)$$

Los parámetros usados son:

P = presión de trabajo. (300bar)

S= Esfuerzo máximo permitido según la normativa ASME ($92,3 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$)

E= eficiencia de la junta. (Valor = 1.0)

y= factor de corrección por la temperatura. (Valor = 0,7)

C= Incremento de la corrosión. (Valor = 0)

Dichos parámetros se obtienen del código ASME sección I [31].

Una vez obtenido el espesor del tubo, hallar el diámetro interior partiendo del diámetro exterior es inmediato.

Ahora sí, vamos con la explicación de los bloques que antes mencionaba.

El primero sería la obtención de una primera aproximación del coeficiente UA partiendo de un coeficiente de transferencia de calor global U supuesto.

El segundo bloque sería recalcular U.

El tercer bloque sería iterar con el nuevo coeficiente de transferencia de calor global para obtener un área más fiable.

El cuarto bloque sería calcular el resto de outputs, teniendo en cuenta la longitud de los tubos, ya que como hemos comentado antes, si estos tubos exceden los 24m de longitud deberíamos dividir el intercambiador en varias carcassas. Es un motivo puramente constructivo de los tubos, ya que tubos finos y tan largos no son viables desde un punto de vista de fabricación.

Primer bloque:

El primer paso, es el cálculo del coeficiente UA. Por lo estudiado en la carrera y al tener todas las temperaturas de entrada y salida, lo primero en lo que pensamos es en aplicar el método de la temperatura logarítmica media, sin embargo, esto no es posible con condiciones supercríticas porque las propiedades del agua varían demasiado en cada punto.

Como solución a este problema utilizamos, o más bien adaptamos, el método de Antonio Rovira [37]. Según este artículo, el calor específico del agua no puede asumirse constante en ningún momento.

Calcularemos el coeficiente UA para un régimen de pleno funcionamiento. Lo primero que necesitamos es un balance de energía a partir del calor intercambiado en el intercambiador.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{sal} \cdot C_{psal} \cdot \Delta T_{sal} \quad (4.2)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_w \cdot C_{pw} \cdot \Delta T_w \quad (4.3)$$

$$dQ = U \cdot dA \cdot (T_{sal} - T_w) = UA \cdot (T_{sal} - T_w) \cdot dx \quad (4.4)$$

Juntando las dos primeras ecuaciones y despejando la temperatura de la sal obtenemos:

$$\int_{T_{salin}}^{T_{sal}} \dot{m}_{sal} \cdot C_{psal} \cdot dT_{sal} = \int_{T_{wout}}^{T_w} \dot{m}_w \cdot C_{pw} \cdot dT_w$$

$$T_{sal} = T_{salin} + \int_{T_{wout}}^{T_w} \frac{\dot{m}_w \cdot C_{pw}}{\dot{m}_{sal} \cdot C_{psal}} \cdot dT_w \quad (4.5)$$

Por otro lado, combinando las ecuaciones (4.3) y (4.4) obtenemos la siguiente ecuación:

$$dx = \frac{-\dot{m}_w \cdot C_{pw}}{UA \cdot (T_{sal} - T_w)} \cdot dT_w \quad (4.6)$$

Ahora asumiendo U como constante a lo largo del intercambiador, podemos integrar la ecuación (4.6) y así tenemos la ecuación que usaremos para obtener el coeficiente UA. En nuestro caso, al ser un intercambiador a contracorriente el factor de corrección F no aplica.

$$UA = \dot{m}_w \cdot \int_{T_{win}}^{T_{wout}} \frac{C_{pw}}{(T_{sal} - T_w)} \cdot dT_w \quad (4.7)$$

Esta última ecuación ya podemos integrarla teniendo en cuenta la ecuación (4.5) para calcular la temperatura de la sal y sabiendo que el Cpw va a ser variable, es decir, va a ser función de la temperatura del agua en cada momento $C_{pw} = f(T_w)$.

Estos cálculos están realizados en Matlab por la versatilidad de poder usar bucles y recorrer todo el intercambiador tramo a tramo.

Para llevar a cabo la integral (4.7), utilizamos las sumas de Riemann aproximando el área bajo la curva mediante rectángulos del mismo ancho. Este ancho será un diferencial de temperatura muy pequeño para que el error cometido sea el menor posible.

El cálculo propiamente dicho se ha realizado mediante código de Matlab, lo ejecutamos usando un bucle “for” que va recorriendo “pedacitos” del intercambiador y calculando el área de estos “pedacitos” que vamos sumando, hasta que finalmente se ha recorrido el intercambiador completo y obtenemos el coeficiente UA total del intercambiador. Así ya solo nos queda dividir por el coeficiente de transmisión global (U), que recordamos que en este primer momento es supuesto, con lo que posteriormente iteraremos para obtener un coeficiente U más apropiado.

Para el calor específico del agua, usamos la función XSteam que nos proporciona el valor para una presión y temperatura determinadas según la formulación de la IAPWS-97 (International Association of Water and Steam). Mediante esta función podemos obtener para cada pasada del bucle, es decir para cada temperatura del agua, un valor del calor específico del agua.

En este primer bloque también calculamos el calor transferido a lo largo del IC. En el apartado de resultados, veremos mejor que outputs tiene cada parte, sin embargo, debo mencionar este pues se utiliza en el segundo bloque como input.

Segundo bloque:

En este segundo bloque el objetivo principal es volver a calcular U para mejorar el área de transferencia de calor. Para ello a parte de los datos de la tabla 4, necesitamos los diámetros exterior e interior del tubo y las propiedades de los fluidos.

Los diámetros los seleccionamos siguiendo las recomendaciones de la práctica de transferencia de calor [25], que marca un mínimo de 20mm de diámetro para facilitar la limpieza de los tubos. Seleccionamos 20mm como diámetro interior porque cuanto más fino es el tubo, mejor es la transferencia de calor ya que aumenta la relación de agua en contacto con las paredes, punto más caliente del tubo, respecto a la cantidad total que está pasando por el tubo. Para el diámetro exterior escogemos 21mm, cuanto más fina sea la pared del tubo menor será la resistencia térmica de la misma.

Para las propiedades de los fluidos tenemos que simplificar sus valores asumiéndolos constantes.

En el caso de las sales todas las propiedades están calculadas para la temperatura media de las sales $(T_{salin} - T_{salout})/2$. La densidad de las sales la obtenemos del manual Solar Advisor Model Reference Manual (SAM) de la referencia [40]. La conductividad y la viscosidad las obtenemos del documento de Alexis B. Zavoico de la referencia [12]. Para el calor específico de la sal tenemos dos opciones, una es obtenerlo de la referencia [12] y la otra es utilizar la transferencia de calor calculada en el primer bloque y obtenerlo del balance de energía, con la fórmula (4.2).

$$Q = \dot{m}_{sal} \cdot C_{psal} \cdot \Delta T$$

$$\text{Despejando nos queda: } C_{psal} = \frac{Q}{\dot{m}_{sal} \cdot (T_{salin} - T_{salout})} \quad (4.8)$$

Por ambos caminos quedan valores muy similares.

El coeficiente convectivo del lado de las sales lo calculamos mediante el método Kern, escogiendo una distribución triangular para los tubos.

A partir del número de Nusselt podemos despejar el coeficiente convectivo del lado de la carcasa (h_{sal}).

$$Nu = \frac{h_{sal} \cdot Deq}{K_{sal}} = 0.36 \cdot \left(\frac{Deq \cdot \dot{m}_{car}}{\mu_{sal}} \right)^{0.55} \cdot \left(\frac{C_{psal} \cdot \mu_{sal}}{K_{sal}} \right)^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{sal}}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (4.9)$$

Los parámetros que nos faltan para poder despejar se calculan como sigue:

\dot{m}_{car} es el caudal másico por unidad de Área evaluado en la sección diametral de la carcasa ($Scar$).

$$\dot{m}_{car} = \frac{\dot{m}_{sal}}{Scar}; \quad Scar = \frac{D_{car}}{H} \cdot C \cdot Lb \quad (4.10)$$

Siendo Lb la separación entre baffles cuyo valor establecemos en base a las recomendaciones de la práctica de transferencia de calor [18] pero teniendo en cuenta su efecto en las pérdidas de carga de la carcasa.

C y H son parámetros geométricos escogidos para la distribución triangular de los tubos. Se expresan en función del valor del diámetro exterior de los tubos. En nuestro caso sus valores son $H = 1.4 \cdot D_{ext}$ y $C = H - D_{ext}$. De todas formas, se explicarán mejor en el análisis de resultados, ya que se modificaron para mejorar el diseño.

El último factor necesario para poder despejar h_{sal} de la ecuación (4.9) es el diámetro equivalente que se calcula de la siguiente forma:

$$Deq = \frac{2 \cdot H \cdot 0.86 \cdot H - 0.5 \cdot \pi \cdot D_{ext}^2}{\pi \cdot D_{ext} / 2} \quad (4.11)$$

Para el agua obtenemos todos sus parámetros (menos el coeficiente convectivo h_w) mediante la función XSteam a la temperatura media del agua $|T_{win} - T_{wout}|/2$. El coeficiente convectivo (h_w) tenemos que calcularlo a partir del número de Nusselt, pero para ello tenemos varias opciones.

La correlación de Dittus Boelter válida para números de Prandtl $\in [0.7, 160]$ y para Reynolds $\in [2500, 1.25 \cdot 10^5]$. En sus extremos tiende a ser más inexacta.

La correlación experimental, para altos números de Prandtl, recomendada por la E.S.D.U (Engineering Science Data Unit).

La correlación de Petukov que está basada en resultados analíticos y es válida para $Pr \in [0.6, 60]$ y $Re \in [400, 5 \cdot 10^5]$

De estas tres, la que mejor se adapta por sus intervalos de acción es la de Petukov, sin embargo usaremos la de Dittus Boelter porque es la que usa Antonio Rovira en su estudio [37] y así podremos validar los datos con más facilidad. De todas formas en el análisis de resultados se compararán La correlación de Petukov con la de Dittus Boelter.

Las ecuaciones son las siguientes.

Petukov:

$$Nu = \frac{h_w \cdot D_{int}}{K_w} = \frac{b/2 \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \cdot \sqrt{b/2} \cdot (Pr^{1/3} - 1)} \quad (4.12)$$

$$b = \frac{1}{4 \cdot (1.82 \cdot \log(Re) - 1.64)^2} \quad (4.13)$$

Dittus-Boelter:

$$Nu = \frac{h_w \cdot D_{int}}{K_w} = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad (4.14)$$

Donde n vale 0.3 si el fluido se está enfriando y 0.4 si se está calentando (nuestro caso).

Por tanto, así calcularíamos el coeficiente de convección del lado del agua para el punto de la temperatura media del agua. Sin embargo, con estas mismas correlaciones, podemos crear otro bucle *for* que recorra todas las temperaturas que adopta el agua durante el intercambiador, y para cada temperatura calcular las propiedades del agua y h_w , para finalmente hacer la media del coeficiente convectivo a lo largo de todo el tubo.

Por último, por simplificación consideramos despreciables los valores de las resistencias de ensuciamiento.

Calculamos el coeficiente global de transferencia referenciado al área exterior de los tubos de la siguiente manera:

$$\text{Resistencia térmica debido a la conducción: } Rk = \frac{D_{ext}}{2Ktubo} \cdot \ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right) \quad (4.15)$$

Resistencia de ensuciamiento en el interior y el exterior del tubo (R_{ei} , R_{ee}) igual a 0.

Con esto ya podemos calcular U haciendo la inversa de la siguiente ecuación.

$$1/U = R_{ei} \cdot \frac{D_{ext}}{D_{int}} + R_{ee} + Rk + \frac{1}{h_{sal}} + \frac{D_{ext}}{D_{int}} \cdot \frac{1}{h_w} \quad (4.16)$$

Tercer bloque:

Este es simplemente volver a calcular el bloque primero, pero con el coeficiente de transferencia global de calor, que hemos obtenido en el bloque 2. Con esto obtenemos una nueva área más apropiada.

Cuarto bloque.

Aunque viendo el código de Matlab, no todos los outputs se calculan al final la explicación está dividida así para facilitar el entendimiento del proceso.

Los outputs que quedan por calcular serían, la velocidad del agua, el número de tubos, la longitud de los tubos, el número de baffles, el punto de separación líquido-vapor, el número de carcassas y sus longitudes, las pérdidas de cargas en el lado de los tubos y en la carcasa. Las gráficas que hemos obtenido, las pondré en el apartado de resultados.

En primer lugar escribimos las ecuaciones de los números de Reynolds y Prandtl:

$$Re = \frac{\rho_w \cdot V_w \cdot D_{int}}{\mu_w}; \quad Pr = \frac{C_{pw} \cdot \mu_w}{K_w} \quad (4.17)$$

La velocidad del agua queda determinada al escoger el valor del diámetro de la carcasa. Para el diámetro de la carcasa tenemos dos posibles valores, ya que hemos obtenido dos configuraciones diferentes del IC para este diseño. Se verá en el apartado de resultados.

En cualquier caso, la velocidad media del agua se calcula como:

$$V_w = \frac{\dot{m}_w}{N_{tubos} \cdot \rho_w \cdot A_{tubo}} \quad (4.18)$$

$$A_{tubo} = \frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \quad (4.19)$$

El número de tubos para una distribución triangular se calcula como sigue:

$$N_{tubos} = \frac{\pi \cdot (D_{carcasa}/2 \cdot H)^2}{\sin(\pi/3)} \quad (4.20)$$

Redondeamos el valor del número de tubos al entero superior.

Cálculo para la longitud de la carcasa (suponiendo una única carcasa):

$$L_{carcasa} = \frac{A}{\pi \cdot N_{tubos} \cdot D_{ext}} \quad (4.21)$$

El área es el que sale de dividir el resultado de la ecuación (4.7) entre U.

Al ser un intercambiador de un solo paso, la longitud de los tubos es igual a la longitud de la carcasa.

El número de baffles se calcula como:

$$Nb = \frac{L_{carcasa}}{L_b} \quad (4.22)$$

El punto de separación agua-vapor lo establecemos en el punto en el que el calor específico del agua es máximo. Este punto se obtiene mediante Matlab almacenando los valores de cada punto dentro de un vector, y luego usando la función *max()* para obtener dicho valor máximo, posteriormente podremos verlo en una gráfica.

Este punto lo utilizaremos para dividir la carcasa en el caso de que la longitud de los tubos sea mayor a 24m. Conociendo el punto en el que queremos separar el intercambiador, podemos calcular fácilmente la longitud de ese punto cambiando en la ecuación (4.21), el área total por el área que llevaríamos calculada hasta ese punto del intercambiador.

La velocidad media de la sal al calculamos como:

$$V_{sal} = \frac{\dot{m}_{sal}}{\rho_{sal} \cdot \pi \cdot S_{car}} \quad (4.23)$$

Finalmente, ya solo queda calcular las pérdidas de carga.

Pérdidas de carga en los tubos (lado del agua):

El factor de corrección lo calculamos para Reynolds mayores a $2 \cdot 10^4$ y suponiendo una superficie suave.

$$f_w = 0.0182 \cdot Re^{-0.2} \quad (4.24)$$

$$\Delta P_w = f_w \cdot \frac{L_{tubo}}{D_{int} \cdot 0.5 \cdot \rho_w \cdot V_w^2} \quad (4.25)$$

Pérdidas de carga en la carcasa (lado de las sales):

El factor de corrección me lo proporciona mi tutor, a partir del programa informático htri. (fc=0.01)

$$\Delta P_{carcasa} = \frac{4 \cdot f_c \cdot m_{car}^2 \cdot D_{carcasa} \cdot (Nb+1)}{2 \cdot \rho_{sal} \cdot D_{eq} \cdot (\mu_{sal}/\mu_w)^{0.14}} \quad (4.26)$$

4.3.2 Resultados Diseño 1:

En este punto expondremos los resultados numéricos del primer diseño. Explicaremos los resultados obtenidos en una primera aproximación, que nos llevaron a pensar en presentar varias configuraciones de este intercambiador de calor, como es la configuración en 1, o varias carcassas.

También veremos como variarían los resultados si adoptásemos valores diferentes para ciertos parámetros, como el coeficiente convectivo del agua. Lo haremos por un lado con el valor explicado en el apartado anterior, y por otro lado probaremos con el valor del estudio de Antonio Rovira [37].

En primer lugar, presento a continuación una tabla con los resultados y parámetros utilizados para las configuraciones de una y dos carcassas. Posteriormente explicaré cual es la configuración elegida finalmente y porqué.

| <i>Parámetro</i> | <i>1 carcasa</i> | <i>Varias carcassas</i> |
|---|-----------------------------|-------------------------|
| <i>Diámetro de Carcasa</i> | 2.45m | 1.05m |
| <i>Separación entre baffles (Lb)</i> | 0.8 | 0.7 |
| <i>Diámetro exterior tubos</i> | 24.7mm | 24,7mm |
| <i>Diámetro interior tubos</i> | 20mm | 20mm |
| <i>Separación entre centros de los tubos(m) (H)</i> | 1.2Dext | 1.4Dext |
| <i>Separación entre tubos (m) (C)</i> | H-Dext | H-Dext |
| <i>Disposición tubos</i> | Triangular | Triangular |
| <i>Ktubo (W/m²K)</i> | 20.5 | 20.5 |
| <i>Nºtubos</i> | 7337 | 990 |
| <i>Longitud Carcasa/tubos</i> | 24.4 | 58 |
| <i>Velocidad tubo</i> | 0.3802m/s | 2.8178m/s |
| <i>Velocidad carcasa</i> | 0.3621m/s | 0.5633m/s |
| <i>Coeficiente de tranf de calor convecc tubos(hw)</i> | 826.3503 | 4145.7 |
| <i>Coeficiente de transf de calor convecc. Carcasa (hsal)</i> | 8956.4 | 8384.2 |
| <i>Resistencia ensuciamiento tubos</i> | 0 | 0 |
| <i>Resistencia ensuciamiento carcasa</i> | 0 | 0 |
| <i>Coef. Transf. De calor global U</i> | 642.9742 | 2159.1 |
| <i>Pérdidas de carga carcasa</i> | 1.78*1e5Pa | 2.256*1e5Pa |
| <i>Pérdidas de carga tubos</i> | 317.1423Pa | 2.1*1e4 Pa |
| <i>Tipo de carcasa</i> | TEMA-E | TEMA-E |
| <i>Tipo de bafle</i> | Segmental con corte del 25% | |
| <i>Nº Carcassas</i> | 1 | 2 |
| <i>Área(m2)</i> | 13818 | 4115 |
| <i>Potencia térmica intercambiada (Q) en kW</i> | 268961 | 268961 |

Tabla 5- Datos y Resultados Diseño 1

Los parámetros calculados comienzan después de la conductividad del material que conforma el tubo.

Para obtener una configuración u otra lo que variamos son tres parámetros iniciales: el diámetro de la carcasa, la separación entre baffles y la separación entre los centros de los tubos. Los diámetros de los tubos los mantenemos fijos con ese tamaño para optimizar la transferencia de calor.

Puede verse que en ambas configuraciones, el diámetro de la carcasa respeta el máximo establecido por la normativa TEMA de 2540mm [33].

Se aprecia fácilmente que el diámetro de la carcasa es más pequeño en la segunda configuración. Disminuir este diámetro produce un impacto directo en el número de tubos y en la velocidad del agua, se puede ver en las ecuaciones (4.18) y (4.20). No obstante, esto es lógico ya que, si disminuye el tamaño de la carcasa el número de tubos que caben dentro es menor. Pero el flujo másico del agua sigue siendo el mismo, así que un menor número de tubos produce un aumento de la velocidad de la misma.

Este aumento de la velocidad el agua aumentara las pérdidas de carga en los tubos como muestran los resultados. Las pérdidas de carga para la configuración de una carcasa son de 223Pa mientras que en la configuración con varias carcasas es de 2.1×10^4 Pa, un aumento considerable pero que siguen siendo admisibles. La separación entre baffles se modifica para disminuir las pérdidas de carga en la carcasa, su efecto puede verse a través de las ecuaciones (4.22) y (4.26). Las pérdidas de carga máximas admisibles vienen determinadas por el análisis económico posterior, pero podemos tomar de referencia las pérdidas de carga del artículo de Kolb [35].

En la siguiente gráfica obtenida mediante Matlab, podemos ver la evolución de la velocidad del agua a lo largo de todo el intercambiador para las dos configuraciones.

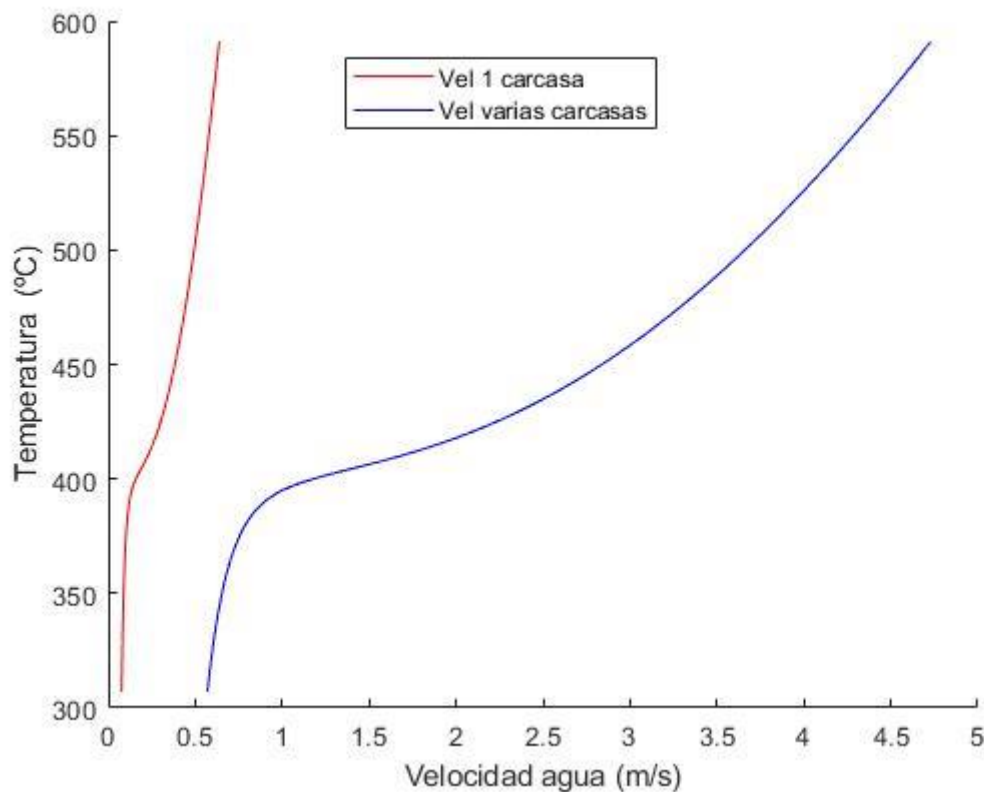


Figura 26- Comparativa Velocidades del Agua a lo largo del Intercambiador

En nuestros cálculos no hemos tenido en cuenta las resistencias de ensuciamiento, sin embargo, la velocidad del agua para la configuración de una carcasa es quizá demasiado lenta, propiciando un aumento del depósito de partículas que aumentarían la resistencia de ensuciamiento en el interior de los tubos. En el paper de A. Rovira [37] las velocidades máximas que indica son de 5 m/s para el agua líquida y 25m/s para el vapor. Nuestras velocidades resultan en comparación bastante lentas, pero para este modelo es muy complicado obtener unas velocidades mejores, y a la vez cumplir otras restricciones técnicas.

El parámetro H que también es ligeramente diferente entre una configuración y otra, persigue el mismo objetivo que la modificación del diámetro de la carcasa. Es decir, variar el número de tubos para que cambie la velocidad del agua y esto, afecte al cálculo de los coeficientes convectivos, que a su vez variarán el valor de U modificando finalmente el área de transferencia de calor, que es con la que obtenemos la longitud de los tubos.

El coeficiente convectivo del agua se ve afectado a través de la modificación de la velocidad del agua, mientras que el coeficiente de las sales se ve afectado directamente con la modificación del espaciado entre tubos (H) y del diámetro de la carcasa ($D_{carcasa}$).

Las diferencias más importantes entre la configuración de una carcasa y la de dos carcassas, las podemos encontrar los siguientes parámetros principalmente: el número de tubos, las velocidades de los fluidos, el coeficiente de transferencia de calor y el área.

Del número de tubos y las velocidades ya hemos hablado. En cuanto a los valores del área y el coeficiente U , están íntimamente ligados, ya que el factor UA debe ser constante.

Por eso, la primera configuración tiene un U pequeño en comparación con la configuración 2 y por tanto su área es mucho más grande que la de la configuración en varias carcassas.

Elección de la configuración más adecuada:

Entre las dos configuraciones, encuentro más adecuada la configuración con dos carcassas en serie. Las velocidades, sobre todo la del agua, es más lógica y adecuada además las pérdidas de carga están dentro de un rango aceptable. Por ejemplo, las pérdidas de carga en la carcassa son de aproximadamente 2bar y en el estudio de Kolb [35] se establecen unas pérdidas de 1.72bar aproximadamente, con lo que los valores son por lo menos de la misma magnitud.

Otro factor por el que me decanto por esta configuración es que las dimensiones son bastante menores, con el ahorro de espacio que eso conlleva.

En principio esta configuración iría dividida en dos carcassas iguales, para respetar la máxima longitud de los tubos (24m), sin embargo, este criterio no está ni mucho menos optimizado. En el punto siguiente explico la configuración final realizando una pequeña mejora a esta configuración de dos carcassas.

Mejora de la configuración de dos carcassas:

El diseño final que yo elegiría para este apartado parte de la configuración de varias carcassas, pero mejorando el criterio de división de la misma. En vez de dividirlo en carcassas del mismo tamaño, buscamos el punto en el que el agua supercrítica deja de comportarse como agua líquida y empieza a comportarse como gas. Así, separaríamos el intercambiador en una carcassa que operase con el agua comportándose como líquido y en otra carcassa que operase con el agua comportándose como gas. El problema que veremos más adelante es que esta segunda carcassa sería demasiado larga, superando el límite de longitud de los tubos. Pero por ahora centrémonos en encontrar el punto de separación del comportamiento líquido del gaseoso.

Cabe destacar, que este punto es muy difuso, no hay una temperatura exacta en el que el agua pase a estado gaseoso como en condiciones normales. A continuación, se muestran algunas gráficas obtenidas mediante Matlab que ayudan a entender este problema.

La primera de ellas muestra la evolución de la densidad del agua a lo largo de todo el intercambiador de calor, es decir para todas las temperaturas.

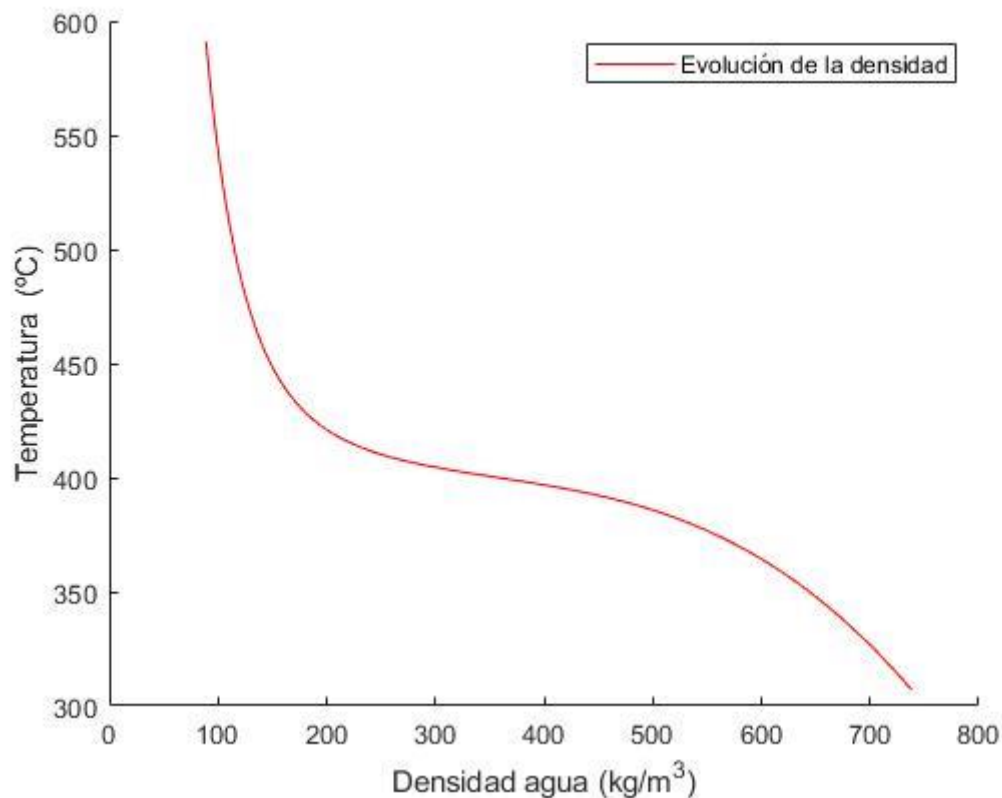


Figura 27- Evolución de la Densidad frente a la Temperatura

En la gráfica situada justo encima, no se observa ningún punto en el que la densidad del agua cambie bruscamente, por lo que podemos establecer que ese es el punto de cambio de fase. Esto no aparece porque estamos trabajando a presión supercrítica y no hay un cambio de fase al uso. Si que es verdad que en torno a los 400°C hay un gran cambio de la densidad para pocos grados, por lo que sabemos aproximadamente el rango en el que se va a encontrar este punto de separación.

Este punto lo encontraremos a partir del calor específico del agua o del coeficiente convectivo del lado del agua.

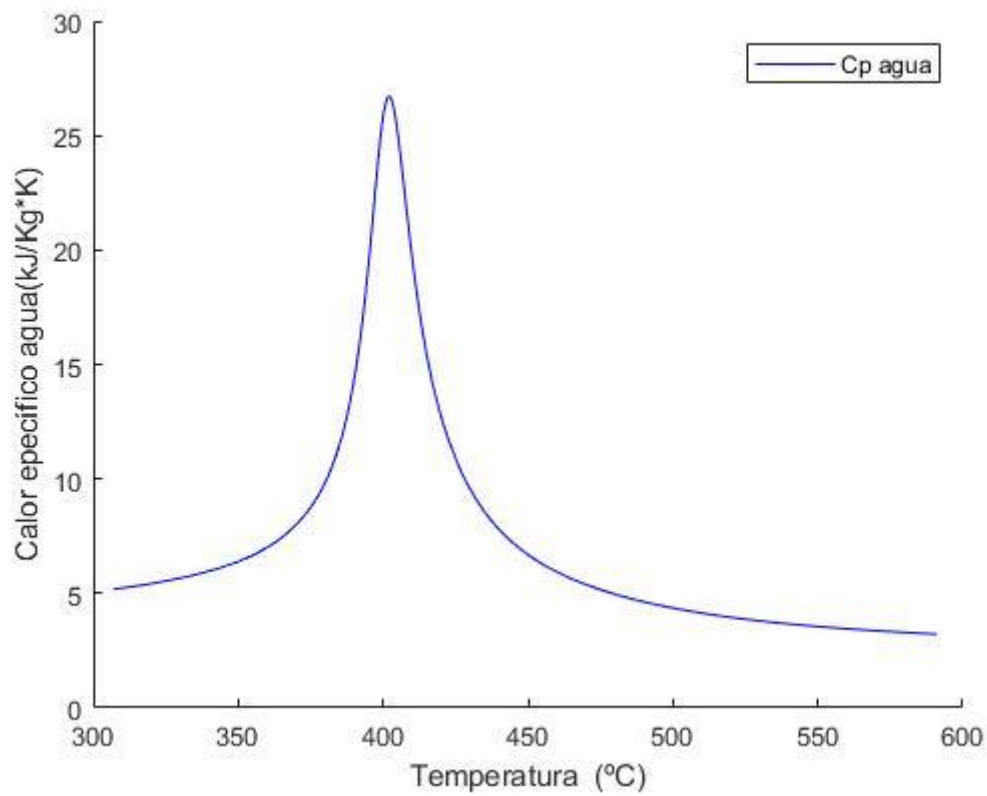


Figura 28- Evolución del Cp del Agua con la Temperatura

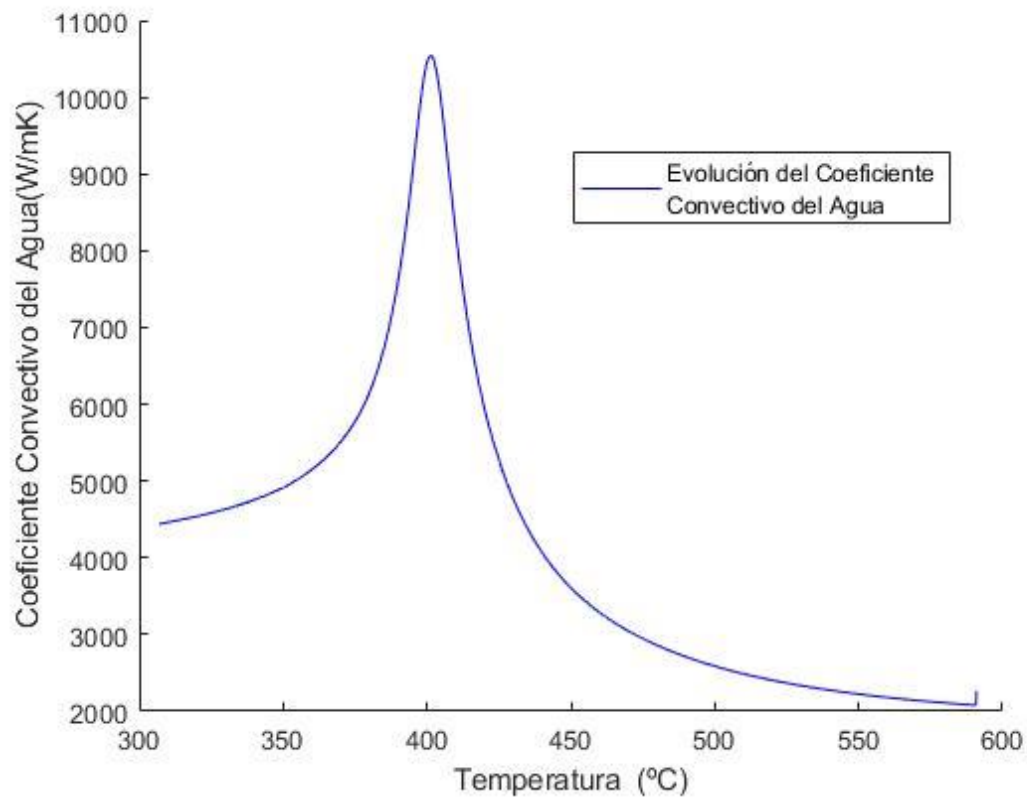


Figura 29- Evolución del hw frente a la Temperatura (diseño 2)

Como punto de cambio de comportamiento en el agua, hemos cogido el valor máximo de las gráficas que aparecen en las figuras 28 y 29. Este valor se da en el mismo punto en ambos casos. Con el Matlab obtenemos que este punto se da a los 401.951 °C.

Una vez que este punto está localizado, recalculamos la longitud de la carcasa hasta ese punto, haciendo uso de la ecuación (4.21). Sustituimos el área total por el área que hemos calculado hasta ese momento, ya que si recordamos el área en Matlab lo calculábamos para cada pequeño diferencial del intercambiador y los íbamos sumando. Este valor es de $1585m^2$.

Finalmente, de la ecuación (4.21) obtenemos la longitud de la primera carcasa (es igual a la longitud de los tubos que pasan por esta carcasa) y es de 22.74m. Por tanto, hasta completar los 58m de carcasa que aparecen en la tabla 5 nos faltan 35.26m. Esto imposibilita dejarlo reducido a solo dos carcassas así que volvemos a dividir este segundo tramo en dos partes de 17.5m aproximadamente, así la longitud máxima de fabricación de los tubos es respetada.

La configuración final quedaría representada de una manera muy simple como sigue:

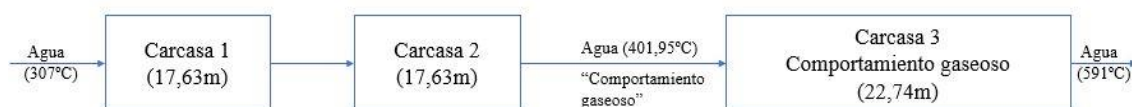


Figura 30- - Esquema Diseño 1 separado en 3 carcassas

Variabilidad del coeficiente convectivo del agua:

En Matlab he calculado los valores de h_w para las correlaciones de Dittus-Boelter y la de Petukov. Las he calculado por un lado para la temperatura media del agua, y por otro como la media de todos los valores que adopta a lo largo del intercambiador.

Los resultados son los siguientes, en unidades del SI (W/m^2K):

Correlación de Dittus-Boelter

| Correlación | Resultado para la Temperatura media. | Resultado para la media de todo el IC |
|----------------|--------------------------------------|---------------------------------------|
| Dittus-Boelter | 4060 | 4210 |
| Petukov | 4123 | 4147 |

Tabla 6- Comparación de correlaciones para cálculos de h_w

Como se puede ver las diferencias no son muy significativas entre aplicar una correlación u otra. Sin embargo, estos valores presentan un problema, ya que el lado dominante en la transferencia de calor debería ser el de las sales. Según el estudio de Antonio Rovira el valor de h_w debería ser de la magnitud de $50 kW/Km^2$ [37]. Este valor queda muy lejos de nuestros resultados por lo que habría que tenerlo en cuenta a la hora de entender los resultados.

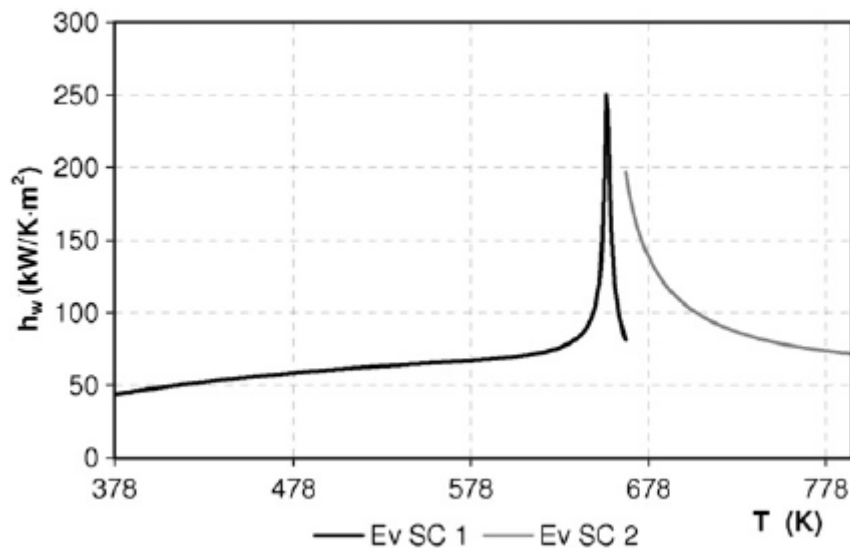


Figura 31- Evolución de h_w en un generador de vapor de un solo paso por carcasa [20]

En esta imagen puede verse la magnitud del coeficiente convectivo del lado del agua obtenido de manera experimental.

Si forzamos en nuestro código un valor de h_w de esta magnitud nuestros resultados principales cambian.

Para los datos de partida de la configuración 2 que están en la tabla 5, los principales outputs quedan como siguen (en unidades del SI):

| Parámetro | Resultado |
|---|-------------------|
| Coef. Transf. De calor global U ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$) | 4702 |
| Pérdidas de carga carcasa (Pa) | $1,08 \cdot 10^4$ |
| Pérdidas de carga tubos (Pa) | $9,31 \cdot 10^3$ |
| Área(m^2) | 1890 |
| Lcarcasa (m) | 27.12 |

Tabla 7- Resultados para h_w forzado (Configuración 2)

El número de tubos, la velocidad de la sal y la del agua permanecen igual que en la tabla 5.

Para la configuración 1, cuyos datos también están en la tabla 5, queda:

| Parámetro | Resultado |
|---|----------------|
| Coef. Transf. De calor global U ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$) | 4878 |
| Pérdidas de carga carcasa (Pa) | $3 \cdot 10^4$ |
| Pérdidas de carga tubos (Pa) | 41,34 |
| Área(m^2) | 1821 |
| Lcarcasa (m) | 3,52 |

Tabla 8- Resultados para h_w forzado (Configuración 1)

En este caso la longitud de la carcasa es ridículamente pequeña, debemos disminuir el diámetro de la carcasa, así además aumentamos la velocidad del agua en los tubos y el número de estos.

Al ser la longitud del tubo igual a la de la carcasa (2m), las pérdidas de carga son muy pequeñas también.

4.3.3 Método Diseño 2:

Para este diseño nos volvemos a valer de Matlab a la hora de realizar los cálculos. Se afronta como un banco de tubos en flujo cruzado.

Partimos de los mismos datos iniciales (temperaturas, propiedades de los fluidos), por lo tanto el calor intercambiado en el proceso es el mismo aunque el tipo de intercambiador sea diferente. En la siguiente gráfica se puede ver la evolución de la potencia térmica intercambiada.

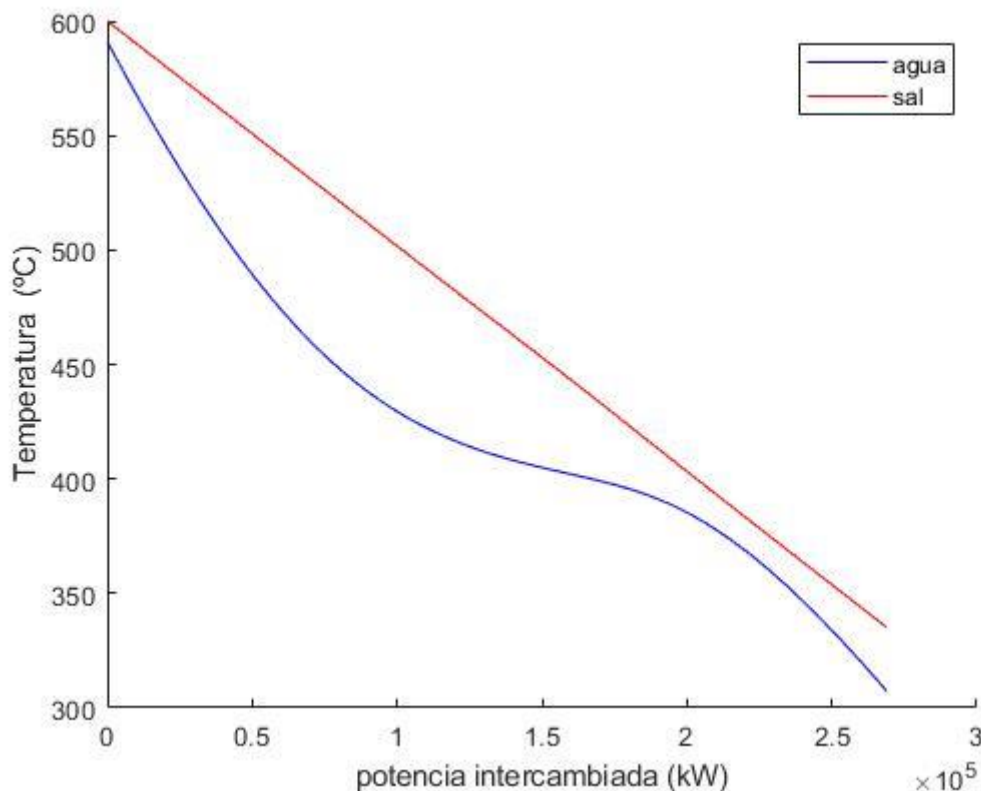


Figura 32- Potencia térmica intercambiada en el proceso (kW)

Puede apreciarse que el gráfico termina entrorno al valor 2.6-2.7 del eje de abscisas con lo que coincide con el valor de la tabla 5.

Lo primero que calculamos en este diseño es coeficiente UA de la misma manera que para el diseño 1.

Las propiedades de la sal las evaluamos para su temperatura media como en el caso anterior, todas excepto su calor específico que lo obtenemos de la ecuación (4.2) aprovechando que la potencia térmica intercambiada es la misma.

Los parámetros geométricos si que son diferentes a los del diseño 1, en el apartado de resultados se expondrán los valores de estos diámetros, pero sustancialmente el mayor

cambio lo encontramos en el diámetro de la carcasa, que para este diseño tipo *header* lo fijamos de 2.5m, y en que fijamos el diámetro exterior de los tubos en 20mm. El espesor de los tubos se calculará igual que para el diseño 1, ecuación (4.2).

Necesitaremos más adelante el área transversal que ven las sales, el número de columnas y el número de filas del banco de tubos. Para estos cálculos hay que tener en mente la figura 20 donde se ve el banco de tubos y la figura 24. Esto lo hallamos como sigue:

Para calcular el número de filas debemos dar un corte transversal a la carcasa, por lo que se vería un círculo con un cuadrado en su interior y dentro de ese cuadrado se verían los tubos. Se representa este corte en la imagen siguiente.

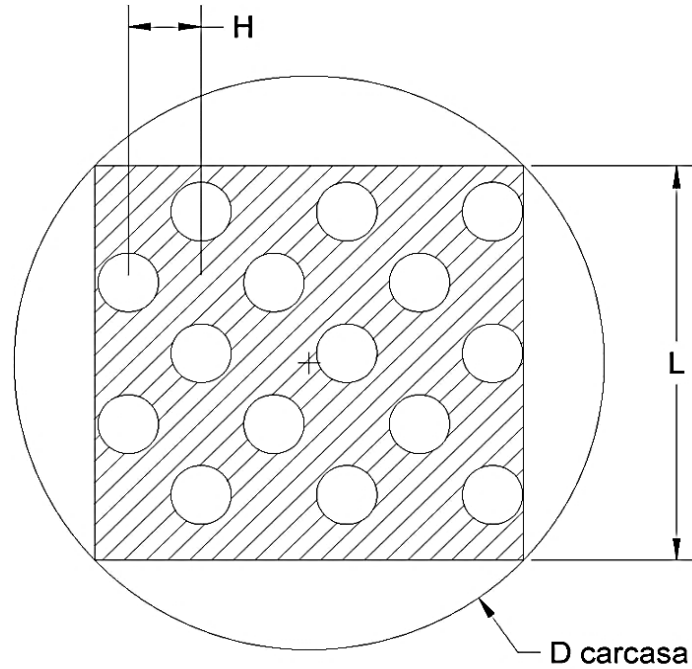


Figura 33- Esquema del Corte Transversal al IC (Elaboración propia con Autocad)

Geométricamente podemos obtener el lado del cuadrado a partir del diámetro del círculo y queda como $L = D_{carcasa} \cdot \cos(45^\circ)$

Teniendo el lateral del cuadrado y la distancia entre centros de los tubos (H) ya es inmediato el cálculo del número de filas:

$$N_f = \frac{L}{H} \quad (4.27)$$

Teniendo el número de filas ya podemos calcular el área transversal que ve la sal, se corresponde con el área rallada en la figura 33:

$$A_{trans} = L^2 - N_f \cdot \frac{\pi \cdot D_{ext}^2}{4} \quad (4.28)$$

El número de columnas lo vemos haciendo un corte longitudinal a la carcasa y se calcula de una forma muy similar al número de filas. Solo que ahora usamos en el numerador la longitud de la carcasa y no el del lado del cuadrado.

$$N_c = \frac{L_{carcasa}}{H} \quad (4.29)$$

La longitud de la carcasa inicial que figura aquí es estimada, pero nos hemos asegurado de que su valor sea casi idéntico al valor definitivo mediante un proceso iterativo manual en el script de Matlab.

Finalmente necesitaremos más adelante el número de tubos transversales, que calculamos, a partir de la separación entre los codos de los tubos ($L_b=0.2\text{m}$), como a continuación:

$$N_{tt} = \frac{L_b \cdot L}{H^2} \quad (4.30)$$

Con los parámetros geométricos ya definidos, nos disponemos a calcular el coeficiente convectivo y las pérdidas de carga del lado de la carcasa, es decir del lado de la sal.

Utilizamos el método de Delaware que se sirve de correlaciones empíricas en bancos de tubos con flujo cruzado, para el factor de fricción, las pérdidas de carga y el coeficiente de transferencia de calor. Este método es aplicable para intercambiadores con carcasa tipo E (Nomenclatura TEMA) como es nuestro caso podremos aplicarlo directamente [41].

En este método el coeficiente convectivo del lado de las sales se obtiene multiplicando el coeficiente convectivo para un banco de tubos ideal por una serie de factores de corrección que se especifican en la referencia anterior.

$$h_{sal} = h_{ideal}(J_c J_l J_b J_r J_s)$$

Antes de calcular el coeficiente convectivo del lado de la carcasa, necesitamos conocer el número de Reynolds y el de Prandtl.

$$Re_{sal} = \frac{\rho_{sal} \cdot V_{sal} \cdot D_{ext}}{\mu_{sal}}; \quad Pr_{sal} = \frac{Cp_{sal} \cdot \mu_{sal}}{K_{sal}} \quad (4.31)$$

El número de Prandtl no presenta ningún problema en su cálculo, pero para el de Reynolds necesitamos averiguar antes la velocidad de la sal. Esta la obtendremos a partir del gasto másico que a su vez obtenemos a partir del flujo másico y el área transversal que ve la sal, ecuación (4.28). Es decir, a partir de las siguientes ecuaciones:

$$V_{sal} = \frac{G_{sal}}{\rho_{sal}}; \quad G_{sal} = \frac{\dot{m}_{sal}}{A_{trans}} \quad (4.32)$$

Por último, necesitamos calcular el factor de corrección que aplicaremos a nuestro coeficiente convectivo. Lo calculamos a partir de las siguientes ecuaciones:

$$j = a_1 \cdot \left(\frac{1.33}{H/D_{ext}} \right)^a \cdot (Re_{sal})^{a_2} \quad (4.33)$$

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 \cdot (Re)^{a_4}} \quad (4.34)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 \cdot (Re)^{b_4}} \quad (4.35)$$

Las constantes que aparecen las obtenemos a partir de la siguiente tabla extraída de la referencia de R. W. Serth:

| Layout angle | Reynolds number | a_1 | a_2 | a_3 | a_4 | b_1 | b_2 | b_3 | b_4 |
|--------------|-----------------|-------|--------|-------|-------|---------|--------|-------|-------|
| 30° | 10^5-10^4 | 0.321 | -0.388 | 1.450 | 0.519 | 0.372 | -0.123 | 7.00 | 0.500 |
| | 10^4-10^3 | 0.321 | -0.388 | | | 0.486 | -0.152 | | |
| | 10^3-10^2 | 0.593 | -0.477 | | | 4.570 | -0.476 | | |
| | 10^2-10 | 1.360 | -0.657 | | | 45.100 | -0.973 | | |
| | <10 | 1.400 | -0.667 | | | 48.000 | -1.000 | | |
| 45° | 10^5-10^4 | 0.370 | -0.396 | 1.930 | 0.500 | 0.303 | -0.126 | 6.59 | 0.520 |
| | 10^4-10^3 | 0.370 | -0.396 | | | 0.333 | -0.136 | | |
| | 10^3-10^2 | 0.730 | -0.500 | | | 3.500 | -0.476 | | |
| | 10^2-10 | 0.498 | -0.656 | | | 26.200 | -0.913 | | |
| | <10 | 1.550 | -0.667 | | | 32.000 | -1.000 | | |
| 90° | 10^5-10^4 | 0.370 | -0.395 | 1.187 | 0.370 | 0.391 | -0.148 | 6.30 | 0.378 |
| | 10^4-10^3 | 0.107 | -0.266 | | | 0.0815 | -0.220 | | |
| | 10^3-10^2 | 0.408 | -0.460 | | | 6.0900 | -0.602 | | |
| | 10^2-10 | 0.900 | -0.631 | | | 32.1000 | -0.963 | | |
| | <10 | 0.970 | -0.667 | | | 35.0000 | -1.000 | | |

Figura 34- Constates Método Delaware [41]

Ahora ya tenemos todos los datos necesarios para obtener el coeficiente convectivo.

$$hsal = j \cdot Cpsal \cdot G \cdot Prsal^{-(2/3)} \quad (4.36)$$

Calculamos ahora las pérdidas de carga en el lado de la carcasa.

$$\Delta P_{carcasa} = \frac{2 \cdot f \cdot Nc \cdot G^2}{\emptyset \cdot \rho sal} \quad (4.37)$$

Siendo \emptyset un factor de corrección de la viscosidad adimensional con valor igual a 1.

Siendo f el factor de fricción que se obtiene de la siguiente ecuación:

$$f = b_1 \cdot \left(\frac{1.33}{H/Dext}\right)^b \cdot (Resal)^{b_2} \quad (4.38)$$

Las constantes que aparecen se obtienen a partir de la figura 34 y los parámetros a y b de las ecuaciones (4.34) y (4.35).

Siendo Nc el número de columnas del banco de tubos calculado anteriormente, al comienzo de este punto, ecuación (4.29)

Por otro lado, el coeficiente convectivo en el interior de los tubos se calcula a través de la correlación de Dittus-Boelter como en el diseño 1, ecuación (4.14). La velocidad del agua se obtiene igual que en la ecuación (4.18). La diferencia es que en este caso necesitamos el número de tubos transversales calculado como en la ecuación (4.30).

Finalmente calculamos el área de transferencia de calor de forma totalmente homologa al diseño 1, es decir, sumando el área calculada para cada diferencial del intercambiador.

Las pérdidas de carga en el lado de los tubos también lo calculamos como en el diseño 1, ecuación (4.25), simplemente adoptamos la correlación aproximada para un tubo liso, para el cálculo del factor de corrección.

$$f = 0.0014 + 0.125 \cdot Rew^{-0.32} \quad (4.39)$$

Visto esto, ya solo nos falta explicar dos apartados más, el cálculo de los parámetros de la cabeza del intercambiador y las velocidades de arranque.

Diámetro y espesor de la cabeza del intercambiador:

Para este cálculo nos guiamos por la norma ASME sección VIII división 1.

Estimamos una velocidad del agua en la cabeza del IC de 20m/s. Así obtenemos el diámetro como sigue:

$$D_{header} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m} w}{\rho w \cdot \pi \cdot V_{header}}} \quad (4.40)$$

Finalmente, el espesor lo calculamos como dice la normativa ASME [32]:

$$e_{header} = \frac{P \cdot (D_{header}/2)}{S \cdot E - 0.6P} \quad (4.41)$$

Siendo los parámetros E y S los mismos que en el cálculo del espesor del tubo-

Velocidad de arranque:

Esta velocidad viene acotada por el estrés térmico que se produce en el arranque del sistema. Las fluctuaciones de presión y temperatura que se producen en este momento generan unas tensiones que el recipiente a presión debe ser capaz de soportar.

El objetivo es reducir el tiempo de arranque del sistema lo máximo posible, pero sin que se excedan los esfuerzos máximos permitidos en los puntos de concentración de tensiones.

Entonces, para calcular la velocidad a la que podríamos arrancar nuestro sistema, sin que se superen estos esfuerzos máximos, usaremos el método presentado en el artículo “Optimum heating of thick wall pressure components of steam boilers” [42] que sigue la norma UNE 12952-3:2012 encuadrada dentro de las normas ASME [43].

La velocidad de arranque la obtenemos despejando de la siguiente ecuación:

$$\sigma_{adm} = \alpha_m \cdot (P - P_o) \cdot \frac{D_{header} + e_{header}}{2 \cdot e_{header}} + \alpha_T \cdot \frac{E \cdot \beta}{1 - \nu} C_p \cdot \rho \cdot \frac{V_{arr} \cdot e_{header}^2}{k} \cdot \phi_w \quad (4.42)$$

De esta expresión despejaremos V_{arr} pero para ello antes tenemos que calcular el esfuerzo permitido.

α_m Es el factor de concentración de tensiones para un esfuerzo circunferencial causado por la presión. Lo obtenemos de la siguiente gráfica sacada del estudio de P. Dzierwa [42]

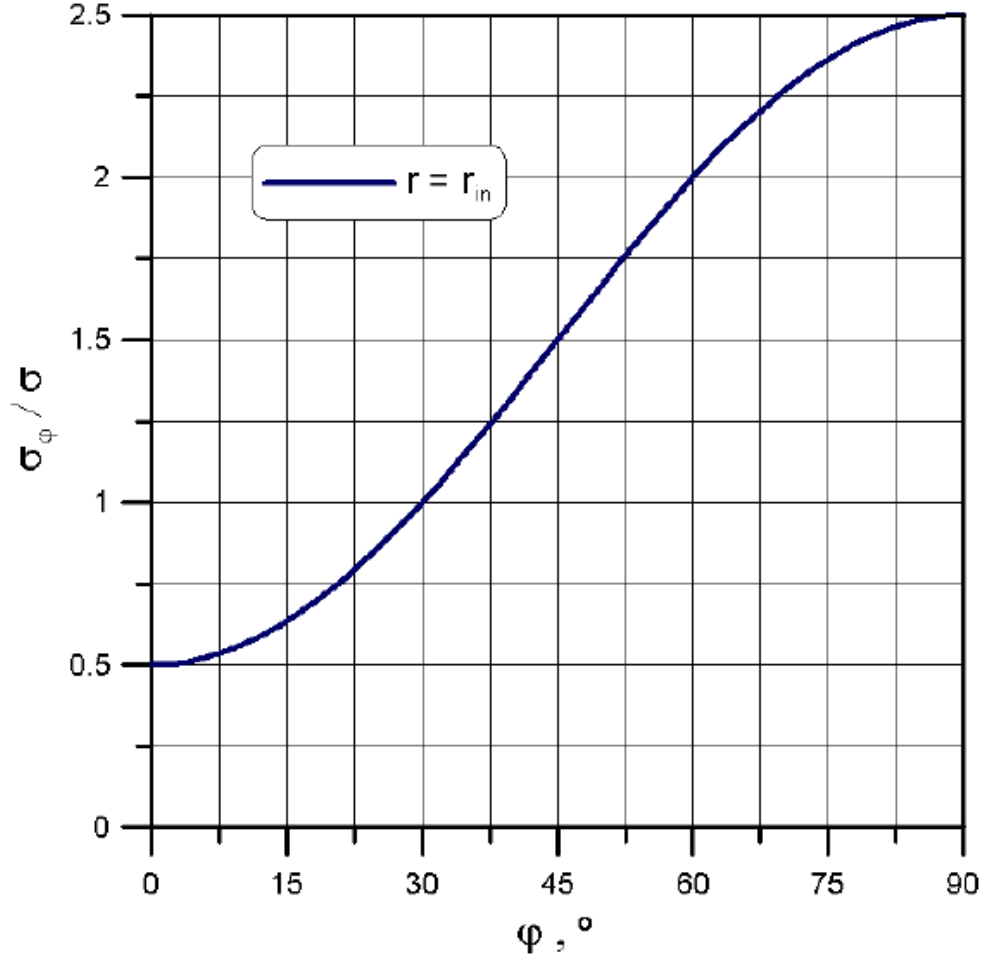


Figura 35-Factor de concentración de tensiones [$\alpha_m = \sigma\varphi(r_{in})/\sigma$] [42]

α_T Es el factor de concentración de esfuerzos variables y se calcula también según las ecuaciones del estudio de P.Dzierwa que escribimos a continuación [42].

$$Z = \frac{D_{header} + e_{header}}{D_{int} + e_{tubo}} \quad (4.43)$$

$$\alpha_T = \left\{ \left(2 - \frac{hsal+2700}{hsal+1700} \cdot Z + \frac{hsal}{hsal+1700} \cdot (e^{-7Z} - 1) \right)^2 + 0.81Z^2 \right\}^{0.5} \quad (4.44)$$

Ahora calculamos el esfuerzo máximo a la mayor presión

$$\sigma_{max} = \alpha_m \cdot (P_{max}) \cdot \frac{D_{header} + e_{header}}{2 \cdot e_{header}} \quad (4.45)$$

Ahora simplemente le restamos la variación de del esfuerzo de las curvas de fatiga procedentes de la norma UNE 12952-3:2012 [43].

$$\sigma_{adm} = \sigma_{max} - \Delta\sigma_{max}$$

Para poder calcular la velocidad de arranque ya solo nos falta calcular el factor de forma ϕ_w que depende únicamente del ratio del diámetro del *header* (w).

$$W = \frac{D_{header} + 2 \cdot e_{header}}{D_{header}} \quad (4.46)$$

$$\phi_w = \frac{1}{8} \cdot \frac{(w^2 - 1) \cdot (3w^2 - 1) - 4w^4 \cdot \ln(w)}{(w^2 - 1) \cdot (w - 1)^2} \quad (4.47)$$

El resto de parámetros los obtenemos de la norma UNE 12952-3:2012 para el acero inoxidable 347 que es uno de los materiales más utilizados en estos intercambiadores [29].

Teniendo ya todos los parámetros necesarios en la ecuación (4.42) despejamos y calculamos la velocidad de arranque. Mediante Matlab la calcularemos para todas las presiones, desde el inicio hasta la presión de trabajo de 300bar, así veremos su evolución y la velocidad media.

4.3.4 Resultados Diseño 2

Comenzamos con una tabla análoga a la del punto 4.3.2

| <i>Parámetro</i> | <i>Header Type</i> |
|---|--------------------|
| <i>Diámetro de Carcasa</i> | 2.5m |
| <i>Diámetro exterior tubos</i> | 20mm |
| <i>Diámetro interior tubos</i> | 14.7mm |
| <i>Separación entre centros de los tubos(m) (H)</i> | 1.25Dext |
| <i>Separación entre tubos (m) (C)</i> | H-Dext |
| <i>Disposición tubos</i> | Triangular |
| <i>Ktubo (W/m²K)</i> | 20.5 |
| <i>Nº columnas</i> | 803 |
| <i>Nº de filas</i> | 70 |
| <i>Longitud Carcasa/tubos</i> | 20.05m |
| <i>Velocidad tubo</i> | 7.84m/s |
| <i>Velocidad carcasa</i> | 0.2154m/s |
| <i>Coeficiente de tranf de calor convecc tubos(hw)</i> | 8070 |
| <i>Coeficiente de transf de calor convecc. Carcasa (hsal)</i> | 2522 |
| <i>Resistencias de ensucia- miento</i> | 0 |
| <i>Coef. Transf. De calor global U</i> | 1375 |
| <i>Pérdidas de carga carcasa</i> | 1.32· 1e4 |
| <i>Pérdidas de carga tubos</i> | 4.76· 1e5 |
| <i>Tipo de carcasa</i> | TEMA-E |
| <i>Nº Carcasas</i> | 1 |
| <i>Área(m2)</i> | 6236 |
| <i>Potencia térmica intercam- biada (Q) en kW</i> | 268961 |
| <i>Diámetro del header</i> | 0.3054m |
| <i>Espesor del header</i> | 61.9mm |
| <i>Velocidad de arranque media</i> | 7.6 K/min |

Tabla 9- Parámetros y Resultados del Diseño Tipo Header

Hemos graficado la evolución de algunos de los outputs más importantes a lo largo de todo el intercambiador. Gracias a esto podemos ver más sencillamente algunos detalles como el que se ve en las siguientes gráficas.

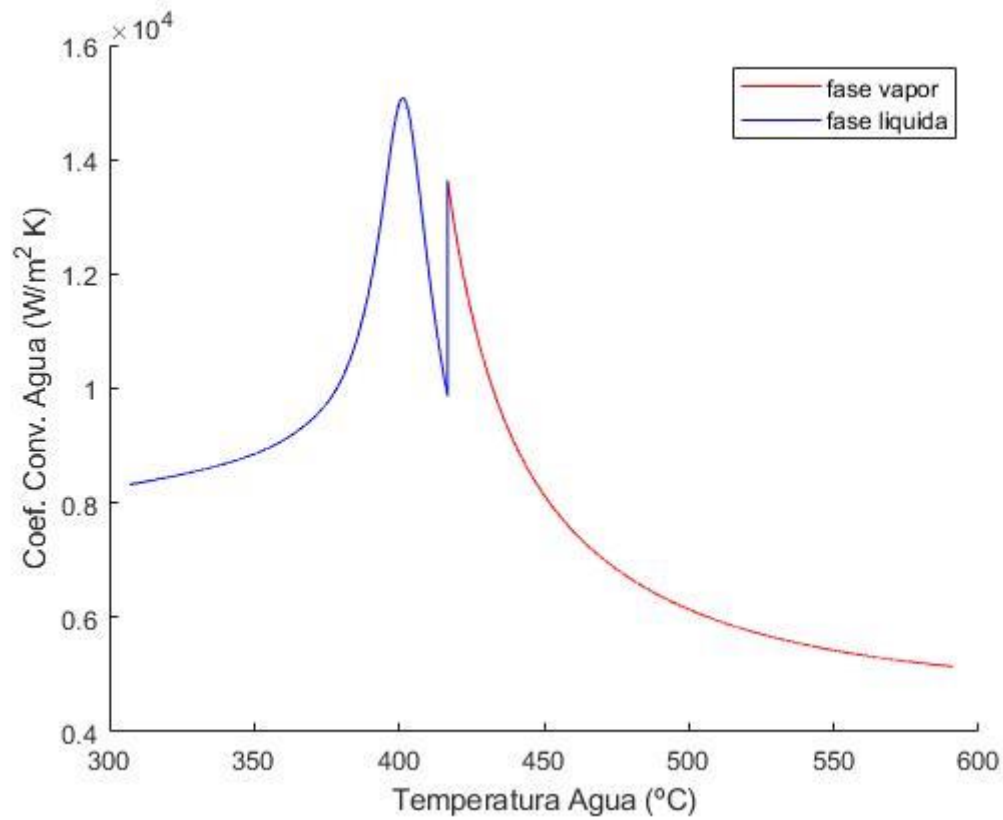


Figura 36- Evolución de h_w en el Diseño 2

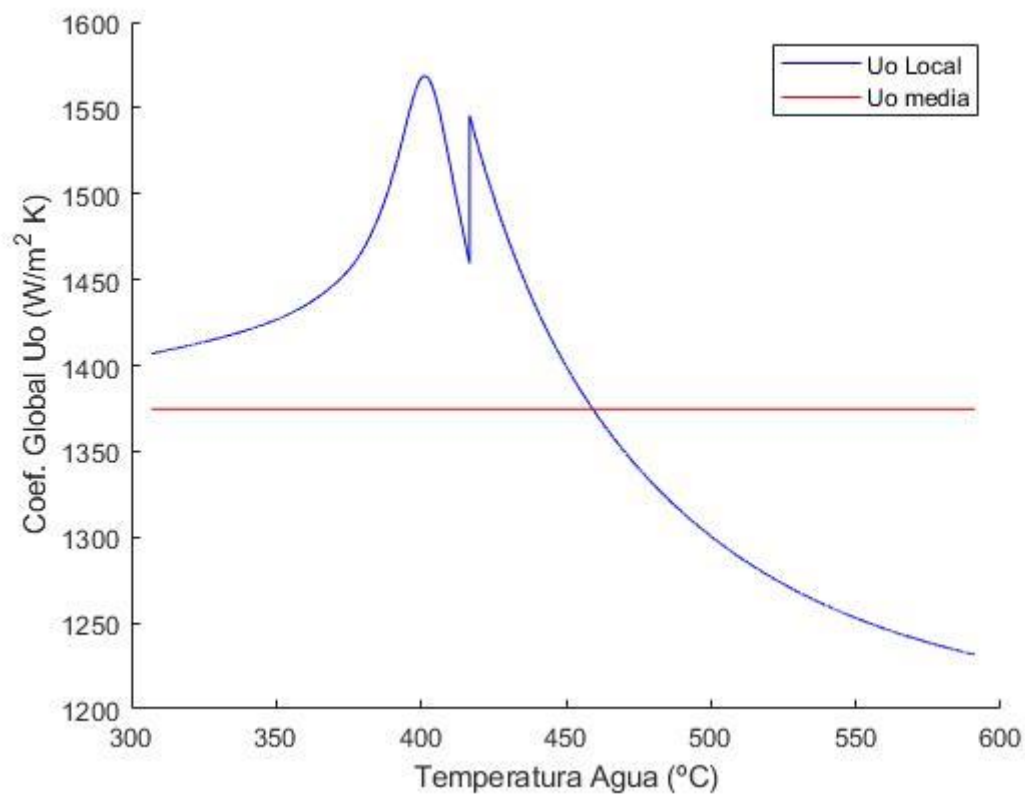


Figura 37- Evolución de U en el Diseño 2

Primero señalar que en este caso la evolución de h_w (figura 36) es más realista, ya que su cálculo se ha hecho variando todas las propiedades del agua con la temperatura no solo el calor específico como en el diseño 1. Vemos como este coeficiente decrece al entrar en la fase “vapor”.

En la figura 37, se observa la gran variabilidad que hay en cada punto del coeficiente global de transferencia respecto a su valor medio. Aproximadamente, en su pico más alto es hasta un 20% mayor que la media y en su valor más bajo hasta un 10% menor que la media

En cuanto a la velocidad del agua, vemos que en este caso es más rápida que en el diseño 1. Esto afectará directamente al cálculo del coeficiente convectivo del lado interior de los tubos.

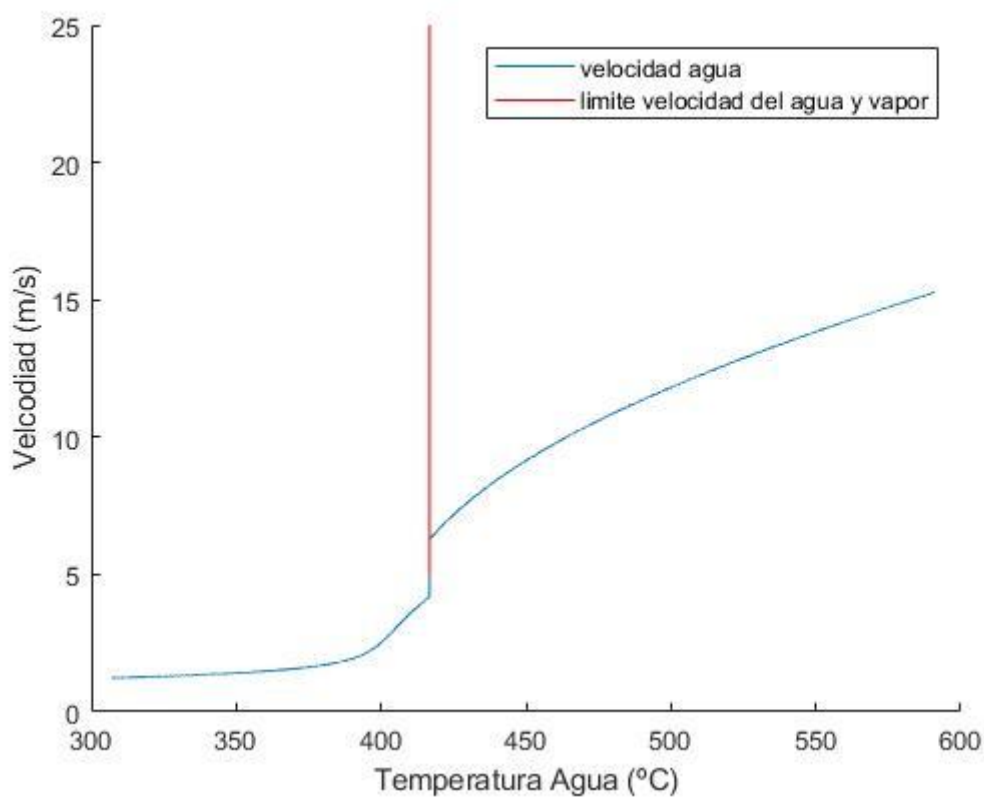


Figura 38- Evolución de la Velocidad del Agua en el Diseño 2 y Límite de Velocidad Agua-Vapor

En la figura 38, mostrada justo encima, se marca el punto de separación del agua con comportamiento líquido del agua con comportamiento vapor. Este punto es muy parecido al del diseño 1 pero no igual, como ya comentamos antes este punto de separación líquido-vapor es algo difuso en el agua supercrítica, por ello según el caso y el criterio elegido puede variar un poco. Sin embargo, sigue siendo muy similar con una diferencia de apenas 10°C.

La línea roja de la figura 38 marca este punto estableciendo una velocidad máxima de 5m/s para el agua líquida y de 25 m/s para el vapor. Como vemos se respeta la velocidad máxima del vapor en todo el intercambiador [36].

Por último, las velocidades de arranque del generador de vapor se pueden ver en la gráfica siguiente. Teniendo en cuenta que en ningún punto esta velocidad de calentamiento es tal, que los esfuerzos generados nunca superan el máximo valor admisible en el punto de acumulación de tensiones del cabezal. La velocidad de arranque media es de 7.592 K/min

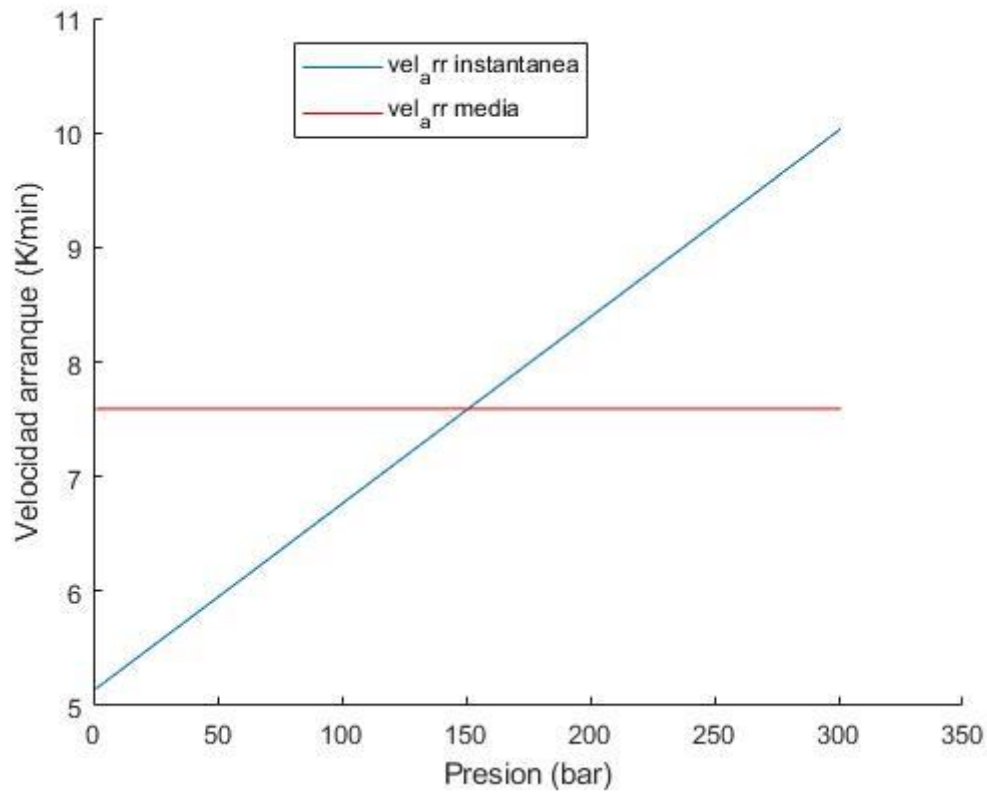


Figura 39- Velocidad de Arranque Diseño 2

4.4 Análisis de Resultados

Vamos a comparar los principales outputs de ambos diseños, centrándonos en los que más nos ayuden a decidir cual de los dos es más interesante y ver las bondades y desventajas de cada uno.

En cuanto al diseño 1 como hemos visto varias configuraciones, solo analizaremos la que habíamos ya escogido en ese apartado. Es decir, analizaremos la configuración 2 con la mejora de separarlo en 3 carcassas para poder dividir líquido de vapor.

| Parámetro | Diseño 1-Config. 2 | Diseño 2 |
|--|--------------------|------------------|
| Coef. Global de Transf. de calor U ($W/m^2 \cdot K$) | 2318.8 | 1375 |
| Pérdidas de carga carcasa (Pa) | $2,008 \cdot 1e5$ | $1.32 \cdot 1e4$ |
| Pérdidas de carga tubos (Pa) | $1,6 \cdot 1e4$ | $4.76 \cdot 1e5$ |
| Área (m^2) | 3834 | 6236 |
| Lcarcasa (m) | 48m | 20.5m |
| Volumen IC (m^3) | 42 | 100.63 |

Tabla 10- Comparación Diseño 1 Vs Diseño 2

En cuanto a las pérdidas de carga, los resultados son muy similares. En el lado de los tubos son mayores en el diseño 2, esto es lógico viendo su geometría (figura 20) y entendiendo que la velocidad en el interior de los tubos es mayor. Sin embargo, las pérdidas de carga en la carcasa son mayores en el diseño 1.

El área de transferencia de calor si que es mucho mayor en el diseño 2 y por tanto tiene un coeficiente global de transferencia de calor mucho menor, para la misma potencia térmica intercambiada.

En cuanto a las longitudes de la carcasa hay que tener en cuenta que el diseño 1 tiene 3 carcassas, cuyas longitudes son diferentes tal y como comentamos al final de la elección de la configuración en el punto 4.3.2.

El volumen que figura en la tabla lo he calculado idealizando el IC de tubo-carcasa como un cilindro.

Aunque viendo estos volúmenes podríamos pensar en decantarnos por el diseño 1 para ahorrar espacio, hay que tener en cuenta que este diseño consiste en 3 carcassas diferentes. Esto supone 3 recipientes a presión distintos lo que aumenta las complicaciones como fugas en las juntas y probablemente los costes.

Entre ambos diseños, yo me decantaría por el diseño 2 ya que está basado en un tipo de intercambiador real, fabricado por la compañía Aalborg CSP como hemos visto en el punto 4.2.3 de introducción al diseño 2. Además del hecho de que tener un solo recipiente a presión simplifica la operativa. Por último, en el diseño 1 no olvidemos que el coeficiente convectivo del agua no salía de una magnitud acorde a la mencionada por Antonio Rovira [37]. Esto puede algún fallo en el diseño que no haya sido capaz de encontrar.

A la luz de este análisis, nos damos cuenta de que, para poder hacer una elección final justificada, es necesario calcular las velocidades de arranque para el diseño 1, de forma

homóloga a la vista en el diseño 2., añadiremos los resultados a continuación. De todas formas, la elección final del diseño lo analizaremos en el apartado de conclusiones.

4.4.1 Consecuencias del Análisis de Resultados

Como acabamos de comentar, hemos decidido que es necesario calcular las velocidades de arranque para el diseño 1. Presento a continuación los resultados obtenidos, pero su comparación con el diseño 2 se dejan para el apartado de conclusiones.

Suponemos que en este diseño la velocidad del vapor en el cabezal es la misma, lo que supone una estimación más que generosa.

Obtenemos una velocidad media de arranque de 5.112K/min. Su evolución con la presión, la podemos ver en la siguiente gráfica.

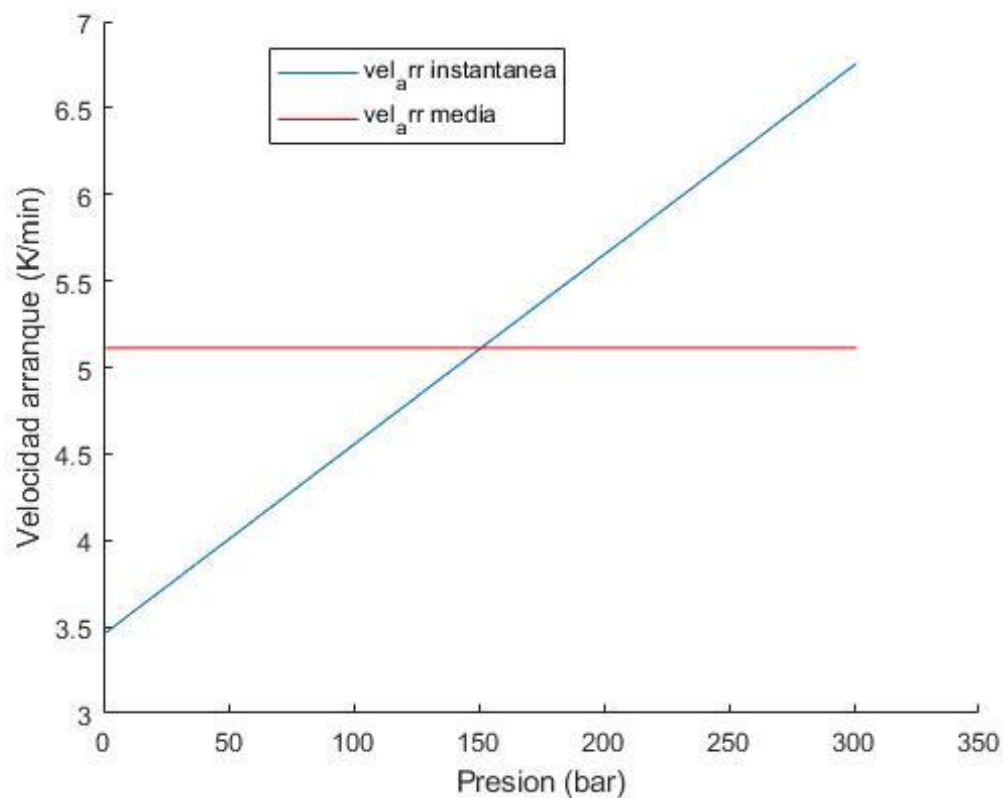


Figura 40- Velocidades de Arranque Diseño 1

4.5. ANÁLISIS ECONÓMICO:

4.5.1 Presupuesto TFG

Veremos brevemente en este apartado un presupuesto aproximado del coste de este trabajo.

| | Coste |
|-------------------------------|----------|
| Licencia anual Matlab | 800€ |
| Licencia anual pdf | 187,67€ |
| Licencia anual paquete office | 99€ |
| Equipo informático | 700€ |
| Horas de ingeniería | 35€/hora |

Tabla 11-Costes del Presupuesto del TFG

El coste total, estimando que cada ecta suponen unas 25 horas de trabajo y el tfg tiene un valor de 12ects nos dan unas 300horas de ingeniería. Por tanto, el coste total queda como sigue:

$$C_T = C_{Matlab} + C_{pdf} + C_{office} + C_{ordenador} + 300 \cdot C_{hora_{ing}} = 12286,67€$$

Por supuesto este presupuesto es una mera estimación, suponiendo el pago que se podría hacer a una empresa de ingeniería por un estudio de este tipo, salvando las distancias.

4.5.2 Análisis de costes

Para este pequeño cálculo de costes de inversión y operación, nos ayudamos del paper de Hall [44]. Es un análisis de los costes de un intercambiador de calor, pero muy simplificado.

Comenzamos con el diseño 2.

Para ello estimamos una tasa de interés (i) de 0.08 y un período de actividad y amortización de 30 años (n).

Calculamos el factor de recuperación del capital (frc), este factor suele utilizarse para calcular los pagos iguales que se necesitan para pagar un préstamo de una cantidad conocida. En este caso la necesaria para realizar la inversión. En definitiva, hacer el cálculo de amortización de la deuda.

$$frc = \frac{i \cdot (i + 1)^n}{(1 + i)^n - 1} = 0.0888$$

A continuación, calculamos la inversión total necesaria:

$$C_I = c_1 + c_2 \cdot A^{c_3} = 4.701.108€$$

Siendo A el área del intercambiador calculada anteriormente y c_1 , c_2 y c_3 parámetros obtenidos del modelo para el análisis económico del paper de Hall [44] y con los siguientes valores.

$$c1 = 10^5; c2 = 1620; c3 = 0.91$$

Anualmente vamos a suponer unos 300 días de operación de la central a una razón de 12 horas diarias. Esto hace $H = 300 \cdot 12 = 3600h/año$

Estimamos también una eficiencia neta de las bombas del sistema de $0.7(\varepsilon_b)$ y un coste medio de la electricidad de $0.13kW/h$ (C_e)

Con estos datos ya podemos calcular los costes de operación anuales:

$$C_{operacion} = \left(\frac{C_e}{\varepsilon_b}\right) \cdot H \cdot \left(\frac{m_w}{\rho_w} \cdot (\Delta P_w \cdot 100) + \left(\frac{m_{sal}}{\rho_{sal}}\right) \cdot \Delta P_{sal} \cdot 100\right) = 59789€/año$$

El factor *100 que aparece es solo para ajustar las unidades de bar a kPa.

Las pérdidas de carga que más influencia tienen en el coste de operación son las pérdidas de carga producidas en los tubos. Así por ejemplo consiguiendo una reducción del 20% de estas pérdidas de carga, este coste se reduce hasta 48500€/año aproximadamente, lo que supone un ahorro de cerca del 19%.

Por último, calculamos los costes totales anuales, teniendo en cuenta la amortización del préstamo o capital usado en la inversión inicial, más los costes de operación.

$$C_{total} = C_I \cdot frc + C_{operación} = 477.376€/año$$

Por tanto, la mayor parte de los gastos anuales se componen de la amortización de la inversión inicial, primer factor de la ecuación, ya que suponen un 87,5% de los costes anuales.

Ahora repetimos los cálculos, pero para el diseño 1 calculado con nuestro valor del coeficiente convectivo hw , y resumimos los resultados en la siguiente tabla para ambas configuraciones:

| Coste | Configuración 1 | Configuración 2 |
|-----------------------------------|-------------------------------------|-----------------|
| APw | $317.1423 \cdot 10^{-5} \text{bar}$ | 0.21bar |
| APcarcasa | 1.78bar | 2.256bar |
| Área (m^2) | 13818 | 4115 |
| Coste de inversión (total) | 9.591.179€ | 3.252.039€ |
| Coste de operación (anual) | 44.265€/año | 58.544€/año |
| Coste Total (anual) | 896.225€/año | 347.415€/año |

Tabla 12-Resumen de Costes Diseño 1

4.5.3 Análisis del impacto Socio-Económico.

Suponiendo que estos diseños se continuaran y finalmente fueran viables, supondrían un buen empuje a la tecnología termosolar de torre central, operando con sales fundidas.

El impacto que tendría en la sociedad y en la economía no podemos cuantificarlo por falta de datos. No obstante, su impacto iría en la línea del resto de energías renovables.

Hay numerosos estudios que, alguno de los cuales hemos mencionado a lo largo de este trabajo, investigan los beneficios a la economía y el medioambiente de estas tecnologías.

En el apartado 2.1.2 vimos que la central de Gemasolar (ya operativa) provoca una reducción de 27.000T de CO₂ anuales, redundando en un beneficio inmediato de la salud pública y del bienestar del planeta [11].

Entonces si la tecnología supercrítica finalmente se consolidase para este tipo de centrales, sus costes disminuirían al aumentar la eficiencia. En el estudio de Kolb se concluye que al operar en régimen supercrítico la eficiencia del ciclo mejora al 50% frente al 42% de los ciclos subcríticos y se conseguiría una reducción del LCOE de casi un 8% [35] esto haría estas centrales más atractivas desde el punto de vista comercial.

Visto esto es factible pensar, que en un país como España con tantas horas de luz, esta tecnología mejorada se expandiría reduciendo la polución y creando empleo tanto en la construcción como en la operación. En el punto 2.1 ya comentamos la contribución al empleo que aportan estas centrales termosolares.

En resumen, si la tecnología termosolar supercrítica se consolidase, aumentaría su viabilidad comercial implicando beneficios directos para la sociedad y la economía en forma de empleo y reducción de la contaminación.

5. CONCLUSIONES

Tras este estudio hemos podido evaluar dos diseños diferentes para un generador de vapor supercrítico trabajando con las mismas condiciones de partida.

Dentro del diseño 1 hemos podido evaluar dos configuraciones distintas, con una sola carcasa o con varias.

Juntando el análisis económico junto a los cálculos técnicos tendremos una buena cantidad de información, para decidir que diseño sería más adecuado. Por facilidad de lectura, voy a resumir en la siguiente tabla los datos que más han influido en mi decisión. Cuando hablo de configuración 1 o 2 siempre me refiero al diseño 1.

| Dato | Configuración 1 | Configuración 2 | Diseño 2 |
|-----------------------------------|-------------------|--------------------|-------------------|
| U (W/m^2K) | 642.9742 | 2159.1 | 1375 |
| APw (Pa) | 317.1423 | $2.1 \cdot 10^4$ | $1.32 \cdot 10^4$ |
| APcarcasa (Pa) | $1.76 \cdot 10^5$ | $2.008 \cdot 10^5$ | $4.76 \cdot 10^5$ |
| Área (m^2) | 14028 | 3834 | 6236 |
| Coste de inversión (total) | 9.591.179€ | 3.252.039€ | 4.701.108€ |
| Coste de operación (anual) | 44.265€/año | 58.544€/año | 59.789€/año |
| Coste Total (anual) | 896.225€/año | 347.415€/año | 477.376€/año |

Tabla 13- Resumen de Datos para Conclusiones.

Entre la configuración 1 y 2 del primer diseño ya habíamos elegido en el apartado 4.3.2. Lo hicimos teniendo en cuenta la magnitud de ciertos valores como las velocidades de los fluidos, ya que en la configuración 1 están muy por debajo de la norma. En este diseño no le penaliza demasiado al no haber tenido en cuenta las resistencias por ensuciamiento, pero en la realidad si que existirán y podrían resultar un problema importante.

Por otro lado, en el apartado costes también sale perdiendo, como podemos ver en la tabla 13. Así, la división en 3 carcassas supone un ahorro en costes, ya que la disminución del casi 66% en la inversión inicial, compensa el aumento de entorno al 24% de los costes de operación.

Por ello la elección final queda reducida al diseño 1-configuración 2 o al diseño 2.

Entre las dos opciones restantes la decisión no es tan sencilla. De esto nos hemos dado cuenta en el análisis de resultados, y por ello hemos terminado calculando las velocidades de arranque del diseño 1-configuración 2. Finalmente, me decanto hacia la opción del diseño 2 por lo siguiente:

- El coeficiente convectivo del lado del agua en el diseño 1, tiene un valor demasiado diferente al que indica Antonio Rovira en su estudio. Esto hace que el lado de la sal no sea completamente el lado dominante en la transferencia de calor, cosa que contradice a la teoría.
- Aunque en el diseño 2, las pérdidas de carga en la carcasa son casi el doble, estas deben entenderse junto a los costes asociados y como hemos visto en el análisis de costes, eran las pérdidas en los tubos las que más influencia tenían en los costes

de operación. Se refleja en la tabla 13 ya que, a pesar del aumento de las pérdidas en la carcasa, sus costes de operación apenas se han elevado.

- Finalmente, los costes totales entre ambas no son excesivamente exagerados. Bien es cierto, que la configuración 2 es más barata. Sin embargo, debe entenderse que este cálculo de costes es muy sencillo, y no tiene en cuenta la dificultad de dividir en 3 carcasas el intercambiador. La presencia de 3 recipientes diferentes a presión interconectados aumentará los costes de mantenimiento, así como las pérdidas en estas conexiones.
- El factor clave que me hace decantarme por el diseño 2 son las velocidades de arranque. Si comparamos las figuras 39 y 40, vemos que la velocidad máxima (a 300bar) en el diseño 1 ni siquiera alcanza a la velocidad media de arranque del diseño 2. En definitiva, el diseño 2 resiste mejor los esfuerzos generados debido al estrés térmico, permitiendo así un arranque del sistema más rápido. Esto resulta clave en las centrales termosolares, que al depender de la actividad del sol deben variar con la mayor celeridad posible desde reposo o carga baja hasta el estado de plena carga.

En definitiva, la mayor velocidad de arranque del sistema en el diseño 2 es lo que inclina la balanza a su favor. Teniendo en cuenta solo las velocidades medias de arranque, que son de 5.112 K/min y de 7.592 K/min para el diseño 1-configuración 2 y el diseño 2 respectivamente. Podríamos estimar que partiendo de parado, con una temperatura ambiente de 25°C e inyectando ya sales a 600°C al sistema, se podría alcanzar la plena carga de trabajo en aproximadamente 76 minutos para el diseño 2 y en 113 para el diseño 1-configuración 2.

Visto esto, una planta solar que tenga que arrancar de parado todos los días, gana casi 40 minutos más de operación diarios con el intercambiador del diseño 2 frente al del diseño 1.

Como conclusiones generales podríamos establecer las siguientes, para un intercambiador a contracorriente operando con agua, en condiciones supercríticas, en el interior de los tubos y sal en el lado de la carcasa:

- El coeficiente global de transferencia de calor más bajo se obtiene para un intercambiador tipo TEMA con un solo paso por carcasa y una carcasa. También se requiere el área más grande. Aunque sus pérdidas de carga en el lado de los tubos son las más bajas lo que se traduce en el menor de los costes de operación
- La división en varias carcasas del tipo de intercambiador anterior disminuye notablemente el área necesitada, lo que implica una disminución de la inversión inicial de casi el 66% y una reducción de los costes anuales de cerca del 60%.
- Por último, el diseño tipo *header* se muestra más fiable y consistente en sus resultados que el intercambiador tipo TEMA. Esto puede deberse a que en el intercambiador tipo TEMA del diseño 1, no se podían seguir todas las condiciones de las normativas debido a las condiciones supercríticas de operación.
- El coeficiente global de transferencia de calor más alto y por tanto también la menor área de trabajo se obtiene en el diseño tipo TEMA para varias carcasas.
- Las velocidades de arranque más interesantes se obtienen en el diseño tipo *header*. Permitiendo hasta 37 minutos más de operación diaria, a una planta que

arranque de parado frente a otra planta en las mismas condiciones que utilice un IC como el del diseño 1-configuración 2.

Por otro lado, desde un punto de vista más personal, este trabajo me ha permitido tener una visión más realista del trabajo en el mundo fuera de la universidad. Me ha obligado a enfrentarme a un trabajo en el que los datos no venían dados como en el caso de un problema de clase, si no que tenía que ir eligiéndolos en función de lo que fuera más beneficioso o interesante. Este enfoque es muy diferente al visto en clase, en el que normalmente se dispone de casi todos los datos ya dados y solo hay que encontrar los dos o tres parámetros que pidan.

Además, este trabajo me ha hecho aprender a manejar Matlab, un programa del que tenía conocimiento prácticamente nulo. Aunque ahora no soy un experto por lo menos se defenderme.

Finalmente he podido aplicar parte de los conocimientos vistos en clase, así como aprender muchos otros conceptos que no había ni escuchado, ya que las condiciones supercríticas de operación quedan fuera del alcance de la carrera.

5.1 Líneas futuras de trabajo:

Hay múltiples líneas abiertas en el futuro a partir de lo visto en este trabajo, como puede ser optimización del dimensionamiento, realizar un estudio más detallado, cálculo de eficiencias y propuestas de mejoras al proceso.

También puede extenderse al desarrollo de toda la central termosolar de torre central, costes de la misma, cálculo analítico de beneficios frente a las centrales subcríticas.

Un tema que me resulta particularmente interesante sería el del almacenamiento térmico, mejoras de este proceso y cuantificar los beneficios económicos de estos sistemas.

Ligado a esto último y ya en un entorno macro, sería muy interesante una investigación del aporte que podrían realizar las centrales termosolares supercríticas de torre central, operando con sales fundidas y con almacenamiento térmico, a la estabilidad del sistema eléctrico español. Analizando el impacto que esto supone en el sector de las energías renovables, al afrontar una de sus mayores desventajas como es la inestabilidad de la producción, debido a la incapacidad de poder disponer de los recursos naturales necesarios (sol, viento, agua, etc.) en el momento adecuado.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] S. S. Nandwani, “Energía Solar- Conceptos Básicos y su Utilización”, Departamento de Física, Universidad Nacional, Heredia, Costa Rica, 2005. [En línea]. Disponible en: http://www.solartronic.com/download/Energia_Solar_Conceptos_Basicos.pdf
- [2] Aemet, “Irradiancia Global Media en Europa” 2006.
- [3] M. Izquierdo, *Apuntes de la asignatura Energías Renovables*, Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2017.
- [4] Protermosolar, “Protermosolar/Tipos de plantas” [En línea]. Available: <https://www.protermosolar.com/la-energia-termosolar/que-es-tipos-de-plantas-beneficios/>. [Último acceso: Febrero 2019].
- [5] Greenpeace-Ciemat, “Energía solar Térmica de Concentración. Perspectiva mundial 2009” Greenpeace, 2008.
- [6] R. Aringhoff y G. Brakmann, “Energía solar termoeléctrica 2020, pasos firmes contra el cambio climático” Greenpeace International, Birmingham, Reino Unido, 2004.
- [7] TorresolEnergy, “<http://torresolenergy.com>” [En línea]. Available: <http://torresolenergy.com/en/gemasolar/>. [Último acceso: Marzo 2019].
- [8] Renovotec, “Centrales Termosolares de Espejos Fresnel” de *Principales Equipos y Siestemas en Centrales CCP*, Madrid, Renovotec Editorial, 2013, p. 280.
- [9] V. Ruiz, M. Blanco y A. Maraver, “Evaluación del potencial de energía solar termoeléctrica 2011-2020” IDAE, Madrid, 2011.
- [10] J. I. Ortega, J. I. Burgaleta y F. M. Téllez, “Central Receiver System Solar Power Plant Using Molten Salt as Heat Transfer Fluid” *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 130, nº 2, pp. 24-35, 2008.
- [11] Torresol, “Torresolenergy/Gemasolar” [En línea]. Available: <http://torresolenergy.com/en/gemasolar/>. [Último acceso: Abril 2019].
- [12] A. B. Zavoico, “*Solar Power Tower Design Basis Document*” Livermore, 2001.
- [13] F. A.G., S. Ushak, H. Galleguillos y F. Pérez, “*Development of new molten salts with LiNO₃ and Ca(NO₃)₂ for energy storage in CSP plants*” 2014. [En línea]. Available: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261913010702>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [14] International Energy Agency, “www.iea.org” 2010. [En línea]. Available: https://www.iea.org/publications/freepublications/publication/csp_roadmap.pdf. [Último acceso: Abril 2019].
- [15] Red Eléctrica de España, “www.ree.es” 2017. [En línea]. Available: <https://www.ree.es/es/estadisticas-del-sistema-electrico-espanol/series-estadisticas/series-estadisticas-nacionales>. [Último acceso: Junio 2019].

- [16] E. Soria Lascorz y C. Hernández Gonzálvez, "Situación de las Energías Renovables en España 2016" CIEMAT, Madrid, 2016.
- [17] Protermosolar, "Protermosolar" [En línea]. Available: <https://www.protermosolar.com/>. [Último acceso: Febrero 2019].
- [18] Red Eléctrica de España, "Ree" 2018. [En línea]. Available: <https://www.ree.es>. [Último acceso: Marzo 2019].
- [19] Instituto Nacional de Estadística, "INE" 2015. [En línea]. Available: <https://www.ine.es>. [Último acceso: Marzo 2019].
- [20] Asociación de Empresas de Energías Renovables, "Estudio del impacto macroeconómico de las energías renovables en España" Madlin S.L, Madrid, 2017.
- [21] M. Reyes Rodríguez y J. Moya Rodríguez, "Design and Optimization of Shell and tube heat exchangers, state of the art" *ITEGAM- Journal of Engineering and Technology for Industrial Applications*, vol. 2, nº 228, p. 25, Enero 2016.
- [22] L. M. García Gutierrez, *Apuntes Asignatura Transferencia de Calor*, Madrid: Universidad Carlos III de Madrid, 2016.
- [23] Flowgasket Industrial Process Solutions, "Flowgasket" 2010. [En línea]. Available: <https://flowgasket.com/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [24] S. Nath, "Quora" Diciembre 2014. [En línea]. Available: <https://www.quora.com/Why-is-a-counter-flow-heat-exchanger-better-than-a-parallel-flow-heat-exchanger>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [25] Universidad Carlos III de Madrid, *Guión Práctica 1 de Transferencia de Calor*, Madrid, 2017.
- [26] A. Pons Hernández, *Termodinámica técnica para ingenieros químicos*, Mexico: Editorial Félix Varela, 2008.
- [27] Y. Cengel, "Ciclos de potencia de vapor y combinados" de *Termodinámica*, 8ª ed., MC GRAW HILL INTERAMERICANA, 2015, pp. 120-146.
- [28] M. Salazar-Pereyra, R. Lugo-Leyte y O. Ruiz-Ramírez, "Análisis termodinámico de los ciclos Rankine supercríticos y subcríticos" presentada en CIBEM, Oporto, 2011.
- [29] Z. Zongrang, "Development of 1000-MW Ultra Supercritical Coal-Fired Units in China" Thermal Power Research Institute (TPRI), Pekín, 2007.
- [30] J. F. Salazar Valdez, "Diseño de Equipos de Transferencia de Calor", Tesis doctoral, Ingeniería térmica y de fluidos, Monterrey: Universidad Autónoma de Nuevo León, 2001.
- [31] American Society of Mechanical Engineers, *Normativa ASME Sección VIII*, Nueva York, 2008.

- [32] K. Vyas, "Processingmagazine" Marzo 2016. [En línea]. Available: <https://www.processingmagazine.com/pressure-vessel-design-by-analysis-versus-design-by-rule/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [33] Tubular Exchangers Manufacturers Association, Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association, 8ª ed., Nueva York: TEMA, 1999.
- [34] Asociación Española de Normalización, UNE, Madrid: AENOR, 2012.
- [35] G. J. Kolb, "An Evaluation of Possible Next-Generation High-Temperature molten-Salt Power Towers" Sandia National Laboratories, Livermore, California, 2011.
- [36] P. González-Gómez, F. Petrakopoulou, J. Briongos y D. Dantana, "Cost-based design optimization of the heat exchangers in a parabolic trough power plant" Universidad Carlos III de Madrid, Madrid, Spain, 2017.
- [37] A. Rovira, M. Valdés y M. D. Durán, "A model to predict the behaviour at part load operation of once-through heat recovery steam generators working with water at supercritical pressure" *Applied Thermal Engineering*, vol. 1, nº 30, pp. 1652-1658, 2010.
- [38] J. E. Pacheco, "Incorporating Supercritical Steam Turbines into Advance Molten-Salt Power Tower Plants: Feasibility and Performance" Sandia National Laboratories, Livermore, California, 2013.
- [39] Aalborg CSP Changing Energy, "www.Aalborg.com" [En línea]. Available: <https://www.aalborgcsp.com/business-areas/csp-power-plant-technologies/>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [40] SAM, *Solar Advisor Model Reference Manual for CSP Trough Systems*, DRAFT, 2009.
- [41] R. W. Serth, "The Delaware Method" de *Process Heat Transfer Principles and Applications*, vol. 1º, Kingsville, Texas: Academic Press, 2007, pp. 245-275.
- [42] P. Dzierwa, D. Taler, J. Taler y M. Trojan, "Optimum Heating of Thick Wall Pressure Components of Steam Boilers" de *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference*, Baltimore, Maryland, USA, 2014.
- [43] Asociación Española de Normalización, "www.une.org/UNE-EN 12952-3:2012" 2012. [En línea]. Available: <https://www.une.org/encuentra-tu-norma/busca-tu-norma/norma?c=N0050116>. [Último acceso: Mayo 2019].
- [44] S. Hall, S. Ahmad y R. Smith, "Capital cost targets for heat exchanger networks comprising mixed materials of construction, pressure ratings and exchanger types" *Computer & Chemical Engineering*, vol. 14, nº 3, pp. 319-335, Marzo 1990.
- [45] S. G. GOYENA, O. A. SÁDABA y K. S. ELORZ, "Hacia un suministro eléctrico 100% renovable en España. ¿Es posible?" *Era solar: Energías renovables*, nº 196, pp. 6-21, 2017.
- [46] R. Brogan, "Thermopedia" Febrero 2011. [En línea]. Available: <http://www.thermopedia.com/content/1121/>. [Último acceso: Junio 2019].

